

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА ДИНАМІКИ І МІЦНОСТІ МАШИН ТА ОПОРУ МАТЕРІАЛІВ**

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»  
Завідувач кафедри  
\_\_\_\_\_ Сергій ПИСКУНОВ  
«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**Магістерська дисертація  
на здобуття ступеня магістра  
за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»  
зі спеціальності 131 «Прикладна механіка»  
на тему: «Оцінка ресурсу роботи барботажного баку при перевірці  
налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів»**

Виконав (-ла):  
студент (-ка) VI курсу, групи МП-92мп  
Терещенко Станіслав Сергійович \_\_\_\_\_

Керівник:  
д.т.н., професор,  
Крищук М.Г. \_\_\_\_\_

Рецензент:  
д.т.н., проф.  
Данильченко Ю.М. \_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних  
посилань.  
Студент (-ка) \_\_\_\_\_

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Механіко-машинобудівний інститут**  
**Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

Рівень вищої освіти – другий (магістерський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма – «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Сергій ПИСКУНОВ

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**  
**Терещенко Станіслав Сергійович**

1. Тема дисертації «Оцінка ресурсу роботи барботажного баку при перевірці налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів», науковий керівник дисертації Крищук М.Г, д.т.н, професор, затверджені наказом по університету від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р. № \_\_\_\_
2. Термін подання студентом дисертації: 10.12.2020 р.
3. Об'єкт дослідження: барботажний бак ВВЕР-1000 АЕС.
4. Предмет дослідження: напружено-деформований стан та ресурс роботи структурних елементів барботажного бака ВВЕР-1000 АЕС.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити:
  - 1) Виконати літературний огляд стосовно вибраної теми і провести аналіз актуальності проблематики;
  - 2) Розробити імітаційні моделі конструктивних елементів барботажного бака для режимів експлуатації та випробовування; формулювання математичної моделі та системи рівнянь теплопровідності та термопружності;

- 3) Визначення фізико механічних характеристик сортamentів матеріалі барботажного баку (12x18H10T, 20X13, Сталь 10)
- 4) Розробити скінченно-елементні моделі конструктивних елементів барботажного баку та розрахункові схеми для дослідження їх несучої спроможності;
- 5) Провести чисельний експеримент та дослідження напружено-деформованого стану конструктивних елементів барботажного баку за нормативними документами ПНАЕ та визначити необхідні механічні характеристики матеріалів для експлуатаційних режимів;
- 6) Провести оцінку ресурсу роботи барботажного баку для перевірки налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу – 10 і більше.

7. Орієнтовний перелік публікацій – 1 і більше.

8. Дата видачі завдання: 01.09.2020 р.

#### Календарний план

з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз літератури	01.09.20 - 19.09.20	
2	Розробка імітаційної моделі	20.09.20 – 09.10.20	
3	Визначення фізико механічних характеристик сортamentів матеріалі барботажного баку	10.10.20 – 31.10.20	
4	Проведення чисельного експерименту та дослідження напружено-деформованого стану конструктивних елементів барботажного баку за нормативними документами ПНАЕ Проведення оцінки ресурсу роботи барботажного баку для перевірки налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів	01.11.20 – 19.11.20	
5	Стартап-проект та висновки	20.11.20 – 10.12.20	

Студент \_\_\_\_\_  
 Науковий керівник \_\_\_\_\_

Станіслав ТЕРЕЩЕНКО  
 Микола КРИЩУК

## **Анотація**

Актуальність даної роботи полягає в тому, що за допомогою комп'ютерної моделі та за допомогою аналітичного розрахунку можна дізнатись розподіл внутрішніх навантажень в барботажному баці. Що дає розуміння в подальшому оцінювати ресурсу барботажного баку. Метою дипломної роботи є оцінка і розрахунки ресурсів барботажного баку комплексу для перевірки налаштувань імпульсних клапанів атомних реакторів. Об'єктом дослідження є барботажний бак комплексу для перевірки налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів.

Для вирішення задачі було використано розрахунково-теоретичні методи, на основі застосування проекційно-сіткових методів в формі застосування фізико-механічних характеристик, допустимих напружень. Розробка імітаційної моделі НДС барботажного баку під дією термосилових навантажень, зумовлених змінами температури та тиску.

Ключові слова: барботажний бак, напружено-деформований стан, сортамент сталей, метеріал, розподіл напружень, критерії Мізеса.

## **Abstract**

The relevance of this work is that with the help of a computer model and analytical calculation you can find out the distribution of internal loads in the bubble tank. Which gives insight into further evaluating the resource of the bubble tank. The purpose of the thesis is to assess and calculate the resources of the bubble tank of the complex to check the settings of the pulse valves of nuclear reactors. The object of the study is a bubble tank of the complex to check the settings of the pulse valves of nuclear reactors.

To solve the problem, computational-theoretical methods were used, based on the use of projection-grid methods in the form of physical and mechanical characteristics, allowable stresses.

Key words: bubble tank, stress-strain state, steel assortment, material, stress distribution, Mises criteria.

## **ЗМІСТ**

<b>ВСТУП</b>	<b>6</b>
<b>РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ПРОБЛЕМ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АЕС</b>	<b>8</b>
1.1. Аналіз важких аварій АЕС	8
1.2. Класифікація аварійних ситуацій	12
1.3. Мета та задачі досліджень	20
<b>РОЗДІЛ 2. ІНЖЕНЕРНИЙ АНАЛІЗ НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ АЕС</b>	<b>22</b>
2.1. Номінальні допустимі напруження за нормами ПНАЕ	22
2.2. Класифікація навантажень	25
2.3. Порядок визначення навантажень	28
2.4. Визначення зусиль у шпильках	39
2.5. Розв'язання задач механіки методом скінченних елементів	32
2.6. Скінченно-елементний аналіз конструкцій в програмному коді ANSYS	37
2.7. Розрахунок конструкцій АЕС на статичну міцність	39
2.8. Розрахунок конструкцій АЕС на циклічну міцність	41
<b>РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БАРБОТАЖНОГО БАКА</b>	<b>48</b>
3.1. Розрахункові моделі барботажного баку, болтів і шпильок	51
3.2. Розрахункова модель та результати чисельного експерименту по визначенню НДС барботажного баку, болтів і шпильок	52
3.3. Чисельний розрахунок навантажень для заданих матеріалів.	53

<b>4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ</b>	<b>56</b>
<b>4.1 Опис ідеї проекту.</b>	<b>57</b>
<b>4.2 Технологічний аудит ідеї проекту.</b>	<b>59</b>
<b>4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап-проекту.</b>	<b>60</b>
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ</b>	<b>64</b>
<b>ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ</b>	<b>65</b>

## ВСТУП

**Актуальність теми.** З п'ятнадцяти діючих в Україні енергоблоків АЕС термін експлуатації чотирьох вже було продовжено для роботи у понадпроектний період. Це енергоблоки №1 і 2 Рівненської АЕС, термін служби яких продовжили на 20 років, та енергоблоки №1 та 2 Южно-Української АЕС, які залишили у роботі на додаткові 10 років. До 2020 року спливає термін проектної експлуатації ще 8 атомних енергоблоків. Схожа ситуація склалася й у світовій атомній енергетиці, де протягом 2010-2020 рр. приблизно 80% енергоблоків АЕС вичерпають свій проектний ресурс.

Український уряд планує продовжити термін експлуатації усіх реакторів ще на 10-20 років. Альтернативні «атомному» сценарії розвитку української енергетики державними органами не розроблялися. Риторика щодо необхідності «збереження долі атомної енергетики на сучасному рівні» виходить від компанії-оператора атомних електростанцій НАЕК «Енергоатом», але не є обгрунтованою жодним неупередженим дослідженням.

При роботі реактора протягом більше 30 років ризик аварії з радіоактивними викидами значно збільшується з кожним роком. Незважаючи на заходи з підвищення безпеки, загальний стан реакторів із часом погіршується під впливом «жорстких» умов всередині реактора. Корпус реактора та бетонний контейнмент (де він є) замінити на нові неможливо, тому жодна програма модернізації не гарантує реальної безпеки. Постановою КМУ № 776 від 30 вересня 2015 року термін завершення Комплексної (зведеної) програми підвищення рівня безпеки енергоблоків атомних електростанцій перенесено з 2017 на 2020-й рік. Таким чином, енергоблоки АЕС України і надалі працюватимуть із відомими дефіцитами безпеки. Загальна вартість програми підвищення рівня безпеки енергоблоків атомних електростанцій складає 20,101 млрд. гривень. Цю вартість має бути закладено у тариф НАЕК «Енергоатом», а також профінансовано за кошти ЄБРР та Євроатому. Відсутність вчасного фінансування була названа серед

основних причин відтермінування виконання цієї програми. Для НАЕК «Енергоатом» продовження терміну служби реакторів є шансом втримати обсяг виробітку електроенергії на сучасному рівні, але для населення через значні ризики таке рішення є неприйнятним.

Розглянутий в цій магістерській дисертації реактор ВВЕР-1000 складається із корпусу з кришкою та ущільнювальними елементами; шахти внутрішньо-корпусної з вигородкою, в яких розміщуються тепловидільні збірки (ТВЗ) з тепловидільними елементами (твели); теплового екрану; блоку захисних труб (БЗТ); органів системи керування; теплового та біологічного захисту.

Перший контур – контур, разом з системою компенсації тиску, по якому циркулює теплоносій через активну зону під робочим тиском. Перший контур реакторної установки забезпечує вивід тепла теплоносієм від активної зони реактора при нормальній експлуатації, порушеннях нормальної експлуатації і проектних аваріях. Границі першого контуру для кожної конкретної РУ визначаються в технічному проекті реактивної установки.

По критеріям безпеки, системи і обладнання першого контуру є одними з ключових параметрів для забезпечення безпеки і відносяться до систем нормальної експлуатації, поєднуючи в собі функції захисних систем безпеки.

Система першого контуру призначена для утворення циркуляції теплоносія з цілями передачі тепла, котре виділяється в активній зоні реактора, до води другого контуру в усіх режимах експлуатації

До першого контуру входять: - реактор; - чотири циркуляційні петлі; - система компенсації тиску; - трубопроводи допоміжних і аварійних систем від першого головного циркуляційного трубопроводу до першої запірної арматури.

Кожна циркуляційна петля включає в себе: - головні циркуляційні трубопроводи; - парогенератор; - дві головні запірні задвижки; - головний циркуляційний насос; - установка байпасної очистки теплоносія СВО-1.



Система компенсації тиску складається з: - компенсатор тиску; - барботажний бак; - три імпульсних запобіжника.

## **РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ПРОБЛЕМ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АЕС**

### **1.1. Аналіз важких аварій АЕС**

На жаль, за минулі чверть століття в країнах колишнього СРСР фундаментальні теплофізичні дослідження тепло-гідравлічних параметрів задля вирішення проблематики безпеки реакторів основних типів в силу відомих об'єктивних причин були фактично згорнуті. Разом з тим, саме нагальні проблеми забезпечення експлуатаційної безпеки діючих і проєктованих в Україні АЕС дозволяють з високим ступенем впевненості розраховувати на відновлення і розширення фундаментальних теплофізичних досліджень. Вимагають цього також і актуальні проблеми розробки ефективних технічних засобів для запобігання та мінімізації наслідків можливих важких аварій ядерних енергоблоків.

Як відомо, атомна енергетика розвивається на основі використання досвіду експлуатації блоків-попередників. Вирішення проблеми підвищення безпеки АЕС, перш за все, базується на результатах розробок проєктів, виконаних світовими лідерами в галузі ядерної енергії за останні десятиліття[55]. Так, після Чорнобильської катастрофи розроблений ряд концептуальних проєктів АЕС середньої і великої потужності з підвищеними характеристиками безпеки. ЯЕУ з реакторами третього покоління мають властивості самозахищеності від реактивностних аварій і забезпечують відведення залишкових енерговиділень в режимі природної циркуляції теплоносія, що створює необхідні передумови для створення ядерних енергоблоків підвищеної безпеки [56]. До проєктів нового покоління РУ середньої потужності відносяться російські атомні електростанції з ВВЕР-640, ВПБР-600, до проєктів великої потужності на базі ВВЕР-1000 (Рисунок )

- проекти АЕС-91/99, АЕС-92 і РУ-484, а також відомі іноземні розробки - EPR (European Pressurized Reactor), AP-600 (Westinghouse Electric Corp.).

При розробці перерахованих проектів всебічно розглядався широкий спектр проблем забезпечення безпеки, включаючи питання зберігання і транспортування ядерного палива, поводження з рідкими радіоактивними відходами і т. д., проте центральною проблемою є оцінка відповідності проекту основним критеріям за сумарною ймовірністю важкого пошкодження АКЗ, а також по перевищенню граничного аварійного викиду продуктів розподілу за межі АКЗ. З метою досягнення прийнятного рівня самозахисності в проекти РУ нового покоління внесені пасивні системи безпеки, які є принципово новими.

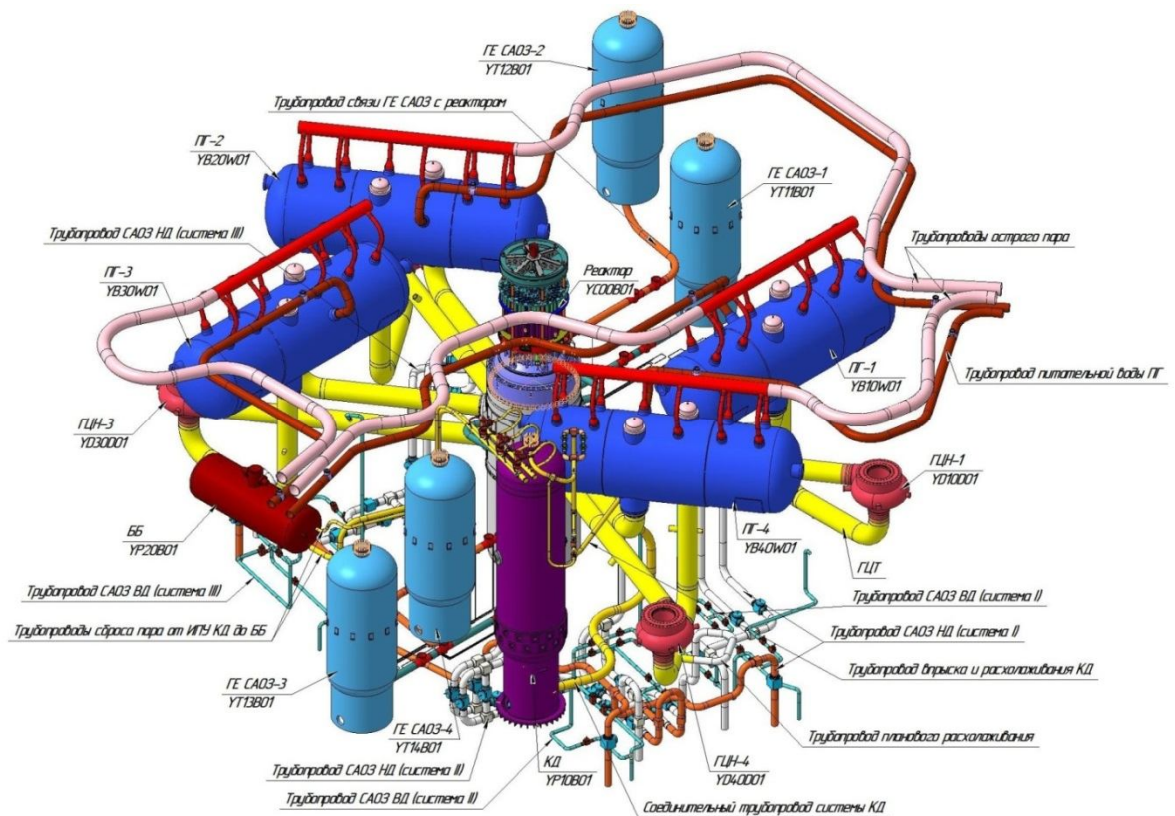


Рисунок 1.1 Перший контур реактору типу ВВЕР-1000

Теоретичне обґрунтування та експериментальна перевірка існуючих і перспективних технічних рішень підвищення безпеки, розробка і комплексне обґрунтування концептуальних підходів до недопущення важких

пошкоджень АКЗ, розробка рекомендацій щодо вибору характеристик і розрахунку протиаварійних технічних засобів для нових проектів АЕС є метою сучасних досліджень з безпеки.

Вивчення супутніх важких аварій теплофізичних процесів в реакторних відділеннях пошкоджених енергоблоків АЕС потребує подальшого вдосконалення і розвитку, оскільки динаміка і особливості перебігу цих процесів, визначально впливають на сценарій розвитку аварії і до теперішнього часу вивчені недостатньо.

При моделюванні важких аварій ЯР зазвичай вирішуються такі завдання: запобігання розвитку аварії; локалізація аварії в корпусі реактора або в контейнменті. Виходячи зі специфіки цих завдань, розглядаються можливості охолодження розплаву ядерного палива безпосередньо в корпусі ЯР або вже поза ним. Їх вирішення вимагає інформація про стан і структуру розплаву (власне розплав, розплав з включеннями фрагментів зруйнованих внутрішньокорпусних пристроїв і т. д.). Вимагають подальшого вивчення питання, пов'язані з можливими паровим і водневим вибухами. Крім того, підлягають поглибленому дослідженню процеси взаємодії коріуму з бетоном, а також особливості поведінки розплаву  $UO_2-ZrO_2$ , які безпосередньо визначають конкретний вид сценарію подальшого розвитку аварії.

Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень в області важких аварій ядерних енергоблоків були отримані, в основному, за роки, що минули після Чорнобильської катастрофи 1986 року[53, 54].

Відповідно до прийнятого в даний час в атомній енергетиці принципом глибокоєшелонованого захисту населення і навколишнього середовища від наслідків можливої важкої аварії на АЕС, яка пов'язана з пошкодженням корпусу ЯР, в сучасних проектах ядерних енергоблоків в якості останнього фізичного бар'єру на шляху поширення продуктів поділу передбачений міцний контейнмент для утримання всередині нього радіоактивних матеріалів. Крім того, всередині контейнмента передбачається додатковий

комплекс технічних засобів для локалізації такої ядерної аварії і обмеження її наслідків. Зазначені кошти включають використання в проектах реакторних відділень АЕС з некиплячими водоохолоджуючими РУ спринклерні системи, охолоджувачі, крижані конденсатори, басейни-барботери для реакторів киплячого типу і т.д.

З точки зору екологічної безпеки для населення, що проживає на прилеглих до АЕС територіях, важка аварія навіть в разі руйнування корпусу ЯР з виходом розплавленого палива не є критичною в тому випадку, якщо паливо утримується в контейнменті, що обумовлює важливість проблеми забезпечення цілісності контейнмента. Забезпечення цілісності контейнмента протягом декількох годин після початку важкої аварії істотно знижує радіоактивність всередині контейнмента внаслідок осаду високорадіоактивних аерозолів на його внутрішніх поверхнях і розпаду високоактивних компонент. У США для знову споруджуваних АЕС прийнята вимога збереження цілісності контейнмента протягом доби, в Німеччині діє закон, відповідно до якого герметичність контейнмента повинна забезпечуватися в будь-яких ситуаціях.

Наслідком важкої аварії на АЕС прийнято вважати розплавлення АКЗ ЯР з можливим подальшим руйнуванням його корпусу і виходом з нього розплавленого палива. Відбуваються при цьому фізичні і хімічні процеси, супроводжувані багатьма іншими супутніми явищами, вкрай складними. Значна частина цих процесів вивчена недостатньо навіть в спрощених лабораторних умовах. Так, наприклад, поведінка високотемпературних потоків паливного розплаву, що містить внутрішні джерела тепловиділення, їх взаємодія з водою, з бетонними і металевими конструкціями корпусу контейнмента, перенесення і осадження парів і аерозолів. Надійне прогнозування динаміки розвитку імовірної важкої ядерної аварії ЯЕУ вимагає детального комплексного дослідження цих процесів. Наприклад, розплав ядерного палива з температурою 2000...3000 ° С здатний зруйнувати конструкційні елементи контейнмента, утворюючи при взаємодії з ними нові

види з'єднань з невідомими на даний час теплофізичними властивостями. Зокрема, багато видів ТГП при розвитку важких аварій відбуваються в умовах, коли поведінка матеріалів не вивчена, а самі процеси є комплексними і відносяться одночасно до кількох розділів науки: механіки багатофазних середовищ, високотемпературної хімії та фізики, радіаційного матеріалознавства та ін.

Забезпечення цілісності контейнмента як одного з найважливіших фізичних бар'єрів безпеки на шляху можливого виходу радіоактивних матеріалів за межі АЕС було і залишається одним з головних завдань в структурі комплексу заходів по локалізації наслідків важкої аварії ЯР. Як відомо, попереднім контейнментом бар'єром безпеки є власне корпус ЯР.

З урахуванням ролі цього бар'єру створення необхідних умов для збереження його цілісності передбачено, наприклад, в проекті АР-600, реалізованому в США, і забезпечено на енергоблоках фінської АЕС «Ловііза». У зв'язку з викладеним слід зазначити, що до найважливіших параметрів важкої аварії ядерного енергоблоку відносяться температурні рівні аварійного ЯР, а також тривалість відповідних періодів, за які ці рівні досягаються. Дійсно, характерні тимчасові масштаби відіграють визначальну роль в динаміці розвитку важкої аварії: за час розвитку нештатної ситуації, що обчислюється кількома десятками хвилин, можуть бути задіяні передбачені проектом протиаварійні технічні засоби; навпаки, аварійний перехідний процес, що триває кілька секунд (подібна ситуація мала місце в ході розвитку ядерної катастрофи на Чорнобильській АЕС), виключає можливість навіть об'єктивної оцінки першопричин виникнення аварії.

## **1.2. Класифікація аварійних ситуацій**

Вихідні події, пов'язані з течами з першого контуру в другий з точки зору фізики процесів, це утворенням малих течей. Основним теплогідравлічного механізмом, який може спричинити за собою термоудар в разі малої течі є поєднання низької температури теплоносія першого контуру

з досить високим тиском. Деякі відмінності - це менша швидкість зниження тиску і безповоротна втрата запасу теплоносія.

Домінуючим явищем для термоудара в разі течі з першого контуру в другий є високий тиск першого контуру, загальне охолодження ГЦК і можливе формування «холодних язиків».

**Неправильне функціонування ПК КД.** Аварії, пов'язані з неправильним функціонуванням ПК КД, з точки зору фізики процесів, схожі з малими течами. Відмінна риса даних вихідних подій - збільшення рівня в КД.

Більш значною відмінністю в порівнянні з іншими течами теплоносія є можливість припинення течі в разі ненавмисного відкриття ПК КД. Закриття ПК КД призведе до збільшення тиску в першому контурі, що у випадку з заповненням ГЦТ викличе дуже швидке зростання тиску. Поєднання низької температури першого контуру і високого тиску першого контуру може привести до холодної переопресовці 1-го контуру.

Описаний аспект був проаналізований в при моделюванні ICA S3 «Хибна відкриття і непосадка ПК КД». Результати аналізу показують наступне: закриття ПК КД після помилкового відкриття не приводить до умов порушення крихкої міцності КР.

**Помилкове спрацювання САОЗ і відмови в системі продувки-підживлення, що ведуть до збільшення кількості теплоносія.** Помилкове спрацювання САОЗ або відмови в системі продувки-підживлення першого контуру, що ведуть до збільшення кількості теплоносія, можуть привести до збільшення тиску першого контуру. Залежно від початкового стану реакторної установки (потужності реактора, кількості працюючих ГЦН і т.д.) ці вихідні події можуть привести також до термоудару першого контуру і формування «холодних язиків».

**Повна втрата живильної води ПГ з реалізацією режиму «скидання-підживлення».** Даний сценарій характеризується повною втратою живильної води ПГ (відключення ТПН з відмовою ВПЕН і АПЕН), що приводить до

погіршення тепловідводу через другий контур, спустошення ПГ внаслідок роботи БРУ-А і зростання параметрів першого контуру до умов періодичного спрацьовування ПК КД.

Повна втрата живильної води ПГ з реалізацією режиму «скидання-підживлення» з точки зору фізики процесів, схожа з ненавмисним відкриттям ПК КД за відмінністю того, що в даному сценарії відсутній тепловідвід через другий контур внаслідок відсутності підживлення ПГ.

Поєднання швидкого падіння тиску першого контуру і холодної води, подається може бути причиною термоудара.

**Течі з другого контуру.** Ненавмисне відкриття ПК ПГ, БРУ-А або БРУ-К, розрив трубопроводу живильної води, а також розрив паропроводу гострої пари приводять до збільшення тепловідведення від першого контуру до другого, швидкому охолодженню першого контуру і запуску систем безпеки.

Охолодження першого контуру може бути симетричним (наприклад, в разі розриву ЦПК) або асиметричним (наприклад, в разі розриву паропроводу ближче до ПГ).

Найбільша проектна аварія при цих подіях може відбутися у разі, якщо в момент ІС реактор працював на номінальній потужності, то в першому контурі виникає стійка природна циркуляція. В цьому випадку і в разі з безперервною роботою ГЦН не очікується формування «холодних мов». В цих випадках можливість термоудара визначається зростанням тиску першого контуру, швидким загальним заохолодженням. Формування «холодних мов» можливо лише при низькій швидкості теплоносія.

**Течі з першого контуру.** Течі теплоносія першого контуру, призводять до зниження тиску першого контуру і рівня в КД. У разі більшого діаметра розриву відбувається значне зниження тиску, яке призводить до кипіння в активній зоні і інших частинах ГЦК, і як наслідок до формування рівнів в різних частинах ГЦК.

Зміна параметрів теплоносія в ГЦК або збільшення тиску в гермооб'ємі призводять до формування сигналу АЗ реактора і спрацювання систем безпеки. Запуск систем безпеки (таких як САОЗ ВД і ГЕ САОЗ), як правило, призводить до нерівномірного охолодження реактора і ГЦК.

Основним теплогідравлічного механізмом, який може спричинити за собою термоудар в разі малої течі є поєднання низької температури теплоносія першого контуру з досить високим тиском описаних вище, також можлива поява «холодних язиків» в опускній ділянці реактора. Сценарії з ненавмисним відкриттям запірного або відсічного клапана, що відокремлює ГЦК і системи низького тиску, розривом сполучного трубопроводу ПК КД з точки зору фізики процесів подібні до аварій з малими течіями, описаними вище. У разі середньої течі домінуючі явища, що призводять до холодного термоудару це швидке загальне заохолодження і поява «холодних язиків». У разі великої течі з першого контуру в якості основного явища викликає термоудар можливе утворення «холодних струмків» на початковій фазі аварії за умови, що спостерігається значне зниження рівня теплоносія в опускній ділянці реактора. Після заповнення опускної ділянки відбувається деяке перемішування води САОЗ з теплоносієм в опускній ділянці, ширина «холодних струмків» збільшується і вони трансформуються в «холодні язики». Також дуже важливим явищем по відношенню до термоудару є загальне швидке охолодження першого контуру в разі великої течі. У разі двостороннього гільйотинного розриву ГЦТ надзвичайно швидке охолодження першого контуру і особливо опускної ділянки реактора домінує в початковий момент аварії (період з високою турбулентністю в опускному ділянці). На більш пізній фазі МПА може відбуватися формування «холодних струмків» і «холодних язиків». Ця аварія називається з точки зору фізики процесів називається МПА або максимальна проектна аварія.

**Максимальна проектна аварія.** На теперішній час інформація та дослідження щодо теплових, ядерно-фізичних, гідродинамічних, матеріалознавчих та інших процесів ядерного реактора для прогнозування



його аварійної динаміки досить обмежені і не систематизовані і мають розрізнений характер. В якості підтвердження необхідності реалізації системного підходу до аналізу комплексу аварійних і вищезгаданих процесів, визначаючих також динаміку протікання максимальної проектної аварії (МПА) в установці з водо-водним енергетичним ядерним реактором, цілеспрямовано перерахувати ці процеси, коротко характеризуючи їх. Як відомо, під МПА розуміється розгерметизація першого контуру внаслідок миттєвого розриву трубопроводу максимального діаметра з безперервним двостороннім витіканням теплоносія при роботі реактора на номінальній потужності з урахуванням можливого її перевищення внаслідок похибок и допусків системи контролю и управління

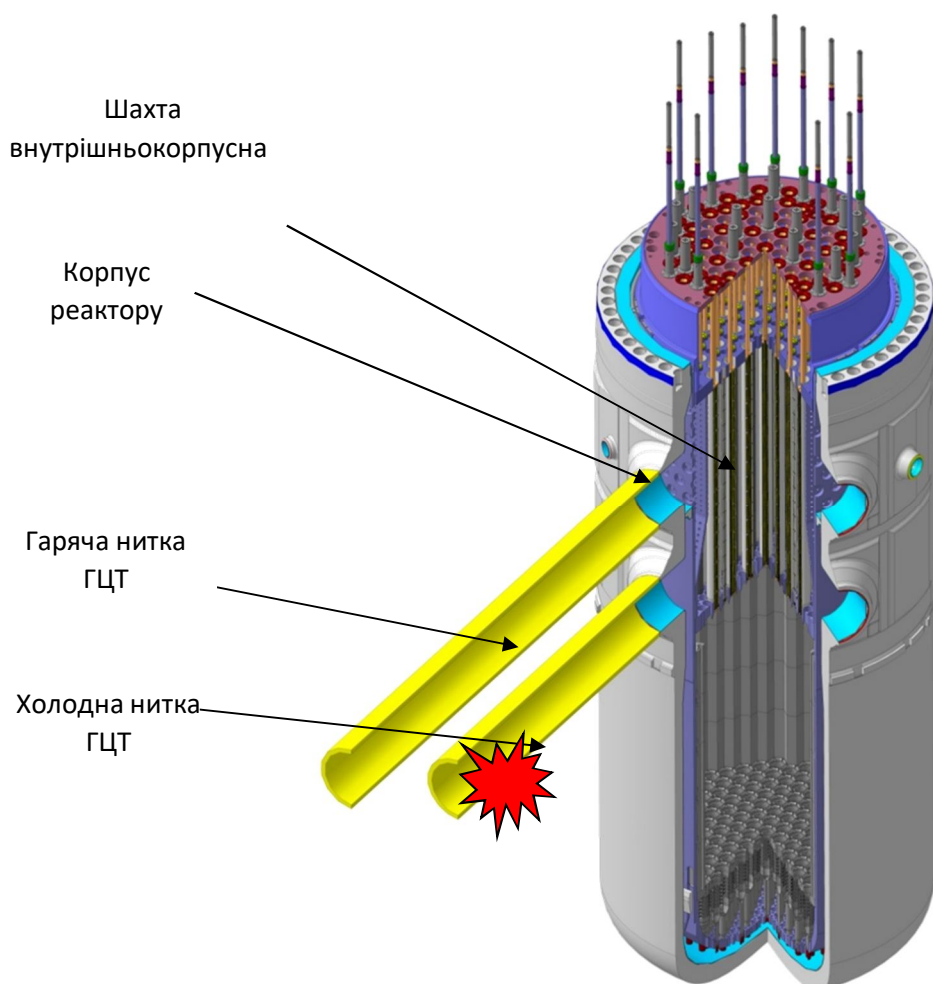


Рисунок 1.2 Розрив холодної гілки ГЦТ-один із варіантів МПа

Для такої аварійної ситуації потрібно, щоб система аварійного охолодження реактора забезпечила не перевищення так званої другої

проектної межі пошкодження тепловиділяючих елементів (температура оболонки твела не повинна перевищувати  $1200^{\circ}\text{C}$ ), локальну глибину окислення оболонок твелів (НЕ більше 18% початкової товщини) і частку прореагувавшего цирконію (не більше 1% його маси в активній зоні). Повинні також бути забезпечені можливість розхолодження реактора і вивантаження палива з активної зони після МПА.

Для реалізації комплексного системного аналізу аварійної динаміки МПА на АЕС з ВВЕР потрібно розглянути наступні взаємопов'язані процеси:

1. Закінчення теплоносія першого контуру, недогрітий до температури насичення, через що виник розрив у відповідній циркуляційній петлі в умовах різкого падіння тиску за час, що дорівнює кількох сотих часток секунди, нижче тиску насичення; подальше проходження хвиль розрідження і тиску, а також виникнення механічних зусиль на елементи конструкції активної зони; подальше швидке зниження витрат теплоносія і перекидання циркуляції (при розриві трубопроводу холодної частини контуру циркуляції) або відповідне його збільшення (при розриві гарячої частини).

2. Вскипання теплоносія у верхній частині активної зони і поширення процесу генерації парової фази по циркуляційному контуру; зменшення швидкості зниження тиску; зниження абсолютного значення витрати теплоносія, що визначається критичним закінченням двофазної суміші; зниження потужності до рівня залишкового тепловиділення; трансформація режимів теплообміну в активній зоні від конвективного до поверхневого і розвиненого бульбашкового кипіння.

3. Розвиток кризи тепловіддачі при бульбашковому кипінні за час  $0,5 \dots 0,8$  с при розриві холодної частини циркуляційної петлі.

4. Виникнення першого піку температури оболонки твела внаслідок перерозподілу накопиченого в ньому тепла за рахунок теплопровідності матеріалу цієї оболонки.

5. Зміна температури оболонки твела (на часовому інтервалі  $t \approx 15$  с), обумовлене незбалансованістю інтенсивності генерації тепла через

залишкове тепловиділення і через екзотермічні паро-цирконієві реакції (при  $T \geq 1100^\circ \text{C}$ ), а також зниження інтенсивності відводу тепла до теплоносія в режимах позакризового теплообміну (при перехідному і плівковому кипінні), можливе погіршення охолодження в умовах розпухання твела (при  $T \geq 650^\circ \text{C}$ ). При цьому, за оцінками фахівців, на першому часовому інтервалі 15 с (в процесі інтенсивного спорожнення гідроємностей САОЗ) закінчується перший пік температури, після чого починається її повторний ріст протягом наступних 60...80 с. Показово, що розпухання твела на зазначеному першому інтервалі малоімовірно внаслідок збереження зворотного температурного градієнта на оболонках свіжезавантажених твелів. Навпаки, в твелах зі значним вигоранням і відповідно підвищеним внутрішнім тиском газоподібних продуктів поділу можливе деяке розпухання оболонки. У той же час, для її суттєвої деформації потрібні більш високі температури - так званий другий температурний пік з рівнем  $800...850^\circ \text{C}$ . Другий температурний пік досягається у фазі повторної затоки активної зони, яка характеризується збереженням достатнього рушійного напору. В результаті температурний максимум досягається на тимчасовому інтервалі близько 200...300 с при швидкості підйому температури на рівні  $3...5^\circ \text{C}/\text{с}$ . Оскільки величина залишкового тепловиділення, обумовленого  $\beta$ -розпадом продуктів поділу в твелі, після аварійної зупинки ядерного реактору в результаті спрацювання аварійного захисту на протязі всього наступного часу істотно змінюється, при розрахунках динаміки цієї фази аварії необхідно також враховувати триваюче витікання теплоносія, що приводить до подальшого зниження тиску і втрати теплоносія в АКЗ.

6. Теплогідрравлічні ефекти від початку функціонування пасивної частини САОЗ в умовах зниження тиску в контурі нижче тиску в гідроємностях, а також на початку подачі холодної борованої води в головний циркуляційний контур (ГЦК). Відповідно, в цій фазі аварії повинні бути враховані процеси перемішування холодної води з нагрітим теплоносієм, що містяться в контурі, а також ефекти протидії затоки

зустрічного потоку пара і байпасування частини теплоносія САОЗ, що подається в пошкоджену холодну нитку. Крім того, слід враховувати: вплив подальшого зниження тиску в ГЦК до рівня кількох десятих МПа під кінець 30-ї секунди після початку МПА, коли витрата через активну зону близька до нуля; процес закінчення витoku теплоносія через розрив при вирівнюванні тиску в контурі і під захисною оболонкою дорівнює 0,2...0,4 МПа; початок ефективного заповнення нижньої камери ЯР водою (після 30-ї секунди МПА); включення активної частини САОЗ для подачі води аварійного охолодження низького тиску.

7. Заповнення верхньої та нижньої камер ЯР водою (на кінець 50-ї секунди) в умовах протитиску висхідного потоку пара, що перешкоджає інтенсивному охолодженню активної зони. Як наслідок, визначальним у цій фазі аварії є процес розігріву активної зони, оскільки з моменту зливу ГЕ САОЗ і до закінчення заповнення нижньої камери власне активна зона знаходиться без ефективного охолодження і має недостатньо ефективний тепловідвід за допомогою випромінювання і природної конвекції пара. Швидкість наростання температури оболонки твела в цих умовах складає 8...12 °С / с, в результаті чого температура оболонки може перевищити 1100 °С і привести до істотного додаткового виділення тепла внаслідок розвитку паро цирконієвої реакції. Визначальними теплофізичними факторами зазначеного періоду слід вважати залишковий рівень води в нижній камері реактора і швидкість її заповнення водою САОЗ.

8. Ефект від затоки розігрітої активної зони, який обумовлений підняттям рівня води вище нижнього торця активної зони, в силу чого умова теплозйому в активній зоні поліпшується за рахунок інтенсивного випаровування води. Цей процес призводить до утворення висхідного потоку пара з диспергованими в ньому краплями винесеної рідини, знімання тепла з гарячих елементів активної зони і передачі цього тепла дисперсному потоку, відведення тепла за допомогою аксіальної теплопередачі в активній зоні. В результаті відбуваються повторне зволоження поверхні твела, переміщення

фронту повторного зволоження вгору при послідовній зміні основних режимів теплообміну, які включають конвекцію, бульбашкового кипіння, перехідне і плівкове кипіння в зверненому кільцевому і дисперсному режимах двофазного потоку. Внаслідок виникнення плівкового кипіння температура оболонки твела у відповідному перерізі проходить через другий пік і в наступні моменти часу починає знижуватися, особливо різко - при проходженні через даний перетин фронту повторного змочування. Показово, що в цій фазі аварії додатковим негативним ефектом, який перешкоджає затоки, є замикання частини ГЦК гідрозатворів, утвореним водою в U-подібній ділянці холодної петлі між парогенератором і ГЦН, що обумовлює осушення АкЗ

Цілком очевидно, що комплекс перерахованих взаємопов'язаних нестационарних теплогідравлічних процесів (ТГП), що протікають при МПА, не може бути з прийнятною точністю і ефективністю описаний в рамках традиційних підходів, які передбачають традиційні методи локального інженерного розрахунку зазначених ТГП з використанням розрахункових емпіричних кореляцій для фрагментарного опису окремих процесів. Найбільш продуктивний саме системний підхід до аналізу теплофізики аварійного ЯР, який передбачає розробку відповідної математичної моделі МПА на основі комплексного комп'ютерного аналізу нестационарних, причому тісно взаємопов'язаних ТГП.

### **1.3. Мета та задачі досліджень**

Проведений аналіз літературних джерел свідчить, що теорії оболонок присвячено багато робіт, при чому автори спираються на різні формулювання вихідних рівнянь. Використовуючи розклад по коловій координаті у ряди Фур'є, та різноманітні методи аналізу диференційного рівняння, отримано ряд наближених розв'язків, які можливо використовувати на практиці. Проте точні аналітичні розв'язки є доволі громіздкими та незручними. Незважаючи на те, що відсоток робіт по аналізу

оболонки з використанням МСЕ постійно зростає, все ж таки на практиці застосовуються і аналітичні методи розрахунку.

Багатьма вченими запропоновано різні види теорій оболонок на основі гіпотез Кірхгофа-Лява, однією з найбільш простих та зручних у використанні є теорія Донела-Муштарі. Слід відмітити, що зручних точних рішень рівнянь теорії замкнених циліндричних оболонок не існує. Проте наявність таких рішень дозволить отримати розв'язки таких важливих практичних задач, як динамічна поведінка шахти внутрішньокорпусної реактору ВВЕР-1000 під час перетікання максимальної проектною аварії.

Тому було сформовано мету даної дисертаційної роботи, що полягає у конструктивних елементів барботажного бака для режимів експлуатації та випробовування.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Виконати літературний огляд стосовно вибраної теми і провести аналіз актуальності проблематики;
2. Розробити імітаційні моделі конструктивних елементів барботажного бака для режимів експлуатації та випробовування;
3. Розробити скінченно-елементні моделі конструктивних елементів барботажного бака та розрахункові схеми для дослідження їх несучої спроможності;
4. Провести дослідження напружено-деформованого стану конструктивних елементів барботажного бака за нормативними документами ПНАЕ та визначити необхідні механічні характеристики матеріалів для експлуатаційних режимів;
5. Провести оцінку ресурсу роботи барботажного баку для перевірки налаштування імпульсних клапанів атомних реакторів

## РОЗДІЛ 2. ІНЖЕНЕРНИЙ АНАЛІЗ НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ АЕС

### 2.1. Номінальні допустимі напруження за нормами ПНАЕ

Номінальні допустимі напруження за нормами ПНАЕ [X] визначають за характеристиками матеріалу при розрахунковій температурі.

Номінальні допустимі напруження для елементів з розрахунковою температурою, що дорівнює  $T_t$  або нижче її, розраховують за межею текучості і тимчасового опору.

Для елементів з розрахунковою температурою вище температури  $T_t$  номінальні допустимі напруження розраховують за межею текучості, тимчасового опору і межі тривалої міцності.

Температура  $T_t$  дорівнює:

- 1) для алюмінієвих і титанових сплавів 293 К (20 °С);
- 2) для цирконієвих сплавів 523 К (250 °С);
- 3) для вуглецевих, легованих, кремніймарганцевистих і високохромистих сталей 623 К (350 °С);
- 4) для корозійно-стійких сталей аустенітного класу, жароміцних хромомолібденованадієвих сталей і залізонікелевих сплавів 723 К (450 °С).

Номінальна Напруження, що допускається для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених тиском, приймають мінімальним з наступних значень:

$$[\sigma] = \min \{ R_m^T / n_m; R_{p0,2}^T / n_{0,2}; R_{mt}^T / n_{mt} \}.$$

Для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених внутрішнім тиском,

$$n_m = 2,6; n_{0,2} = 1,5; n_{mt} = 1,5.$$

Для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених зовнішнім тиском, що перевищує внутрішнє,

$$n_m = 2,6; n_{0,2} = 2; n_{mt} = 2.$$

Номінальна навантаження, що допускається в болтах або шпильках від тиску і зусиль затяжки визначають як

$$[\sigma]_w = R_{p0,2}^T / n_{0,2},$$

де  $n_{0,2} = 2$ .

Додатково в болтах і шпильках, температура яких перевищує температуру  $T_t$  встановлюють номінальні допустимі напруження від тиску як

$$[\sigma]_{wt} = R_{mt}^T / n_{mt}^T,$$

де  $n_{mt} = 3$ .

Для корпусів страхувальних і захисних оболонок номінальні допустимі напруження

$$[\sigma]_c = \min \{ R_m^T / n_m; R_{p0,2}^T / n_{0,2} \},$$

де  $n_m = 1,85$ ;  $n_{0,2} = 1,07$ .

При визначенні номінальних допустимих навантажень значення короточасних або тривалих механічних характеристик приймають за даними державних або галузевих стандартів (ГОСТ або ОСТ) або технічних умов (ТУ). При відсутності в цих документах необхідних даних слід керуватися даними, наведеними в табл. П1.1 або П1.4.

При температурах, що перевищують  $T_t$ , при заданому обмеженні деформації повзучості елементи розраховують за межею повзучості  $R_{ct}^T$ . У разі відсутності в ГОСТ, ОСТ чи ТУ відомостей щодо межі повзучості допускається їх визначення по ізохронним кривим.

Коефіцієнт запасу по межі повзучості  $R_{ct}^T$  приймають рівним одиниці. При температурах вище  $T_t$  в тих випадках, коли експлуатація конструкції включає два і більше режимів Напруження, що відрізняються по температурі або навантаженні, основні розміри повинні задовольняти умові міцності по накопиченому тривалого статичного пошкодження

$$\sum \frac{t_i}{[t]_i} \leq 1,$$

де  $t_i$  - тривалість роботи на  $i$ -м режимі Напруження;



$[t]_i$  - допустимий час Напруження, відповідне межі тривалої міцності  $R_{mt}^T = n_{mt}\sigma_i$   $\sigma_i$  - напруження  $i$ -го режиму.

Для сталевих виливків, необхідні дані для яких відсутні в державних або галузевих стандартах, технічних умовах або в табл. 1 додатка 1, значення межі текучості і тимчасового опору приймають рівними: 85% значення, наведеного в табл. 1 для однойменної марки катаної або кованої сталі, якщо виливки піддаються 100% -ному ультразвуковому або радіографічному контролю; 75% зазначених вище значень - для інших виливків.

Перевірочний розрахунок проводять після виконання розрахунку за вибором основних розмірів елементів, що розраховуються по їх номінальним розмірами.

Перевірочний розрахунок проводять з урахуванням всіх розрахункових навантажень і всіх розрахункових режимів експлуатації. В один розрахунковий режим може бути включена група режимів, якщо зовнішні Напруження і температури цих режимів не відрізняються більш ніж на 5% від прийнятих розрахункових значень.

Основними розрахунковими Напруженнями є: -внутрішнє або зовнішнє тиск; - маса виробу і його вмісту; - - додаткові Напруження (маса приєднаних виробів, ізоляції трубопроводів і т.п.); -зусилля від реакції опор і трубопроводів; - температурні впливу; -вібраційні Напруження; -сейсмічні Напруження.

Основними розрахунковими режимами експлуатації є: -затяжку болтів і шпильок; -пуск; -стаціонарний режим; - робота системи аварійного захисту; -зміна потужності реактора; -зупинка; -гідро- або пневмовипробувань; -порушення нормальних умов експлуатації; -аварійна ситуація.

При перевірному розрахунку використовують фізико-механічні властивості основного металу і зварних швів, зазначені в державних або галузевих стандартах або технічних умовах. У разі відсутності в цих

документах необхідних даних допускається використовувати дані, наведені в табл. П1.1 - П1.4 додатки 1 і додатку 6.

Нормами ПНАЕ не регламентуються методи, що застосовуються для визначення розрахункових навантажень, внутрішніх зусиль, переміщень, навантажень і деформацій елементів, що розраховуються. Обраний метод повинен враховувати всі розрахункові Напруження для всіх розрахункових випадків і давати можливість визначити всі необхідні розрахункові групи категорій навантажень.

Відповідальність за вибір того чи іншого методу несе організація, яка виконувала відповідний розрахунок або експеримент. Рекомендовані методи розрахунку деяких типових вузлів і деталей наведені в додатку 5. При проведенні піврічного розрахунку всі напруження в конструкції поділяють на категорії. Напруження, що відносяться до різних категорій, об'єднують в групи категорій навантажень, які зіставляють з допускаються навантаженью. При проведенні піврічного розрахунку наплавлених або плакованих стінок напруження в стінці і наплавленні розглядають з урахуванням температурних навантажень, викликаних різницею коефіцієнтів лінійного розширення основного металу і наплавлення.

## **2.2. Класифікація навантажень**

При проведенні перевірного розрахунку на міцність використовують такі основні категорії навантажень:

$\sigma_m$  - загальні мембранні напруження;  $\sigma_{mL}$  - місцеві мембранні напруження;  
 $\sigma_b$  - загальні згинальні напруження;  $\sigma_{bL}$  - місцеві згинальні напруження;  
 $\sigma_T$  - загальні температурні напруження;  $\sigma_{TL}$  - місцеві температурні напруження;  $\sigma_k$  - напруження компенсації;  $\sigma_{mw}$  - середні напруження розтягнення по перетину болта або шпильки, що викликаються механічними Напруженнями.

Додаткові категорії навантажень, що використовуються при проведенні розрахунків, що входять до складу перевірного розрахунку, вказані безпосередньо у відповідних підрозділах.

Для зручності проведення розрахунків нижче наведені приклади поділу навантажень за категоріями.

Прикладом навантажень, що відносяться до категорії загальних мембранних навантажень, є середні напруження розтягнення (або стиснення) по товщині стінки циліндричної або сферичної оболонки, викликані дією внутрішнього або зовнішнього тиску.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії місцевих мембранних навантажень є:

- 1) мембранні напруження від механічних навантажень в зонах з'єднання оболонок і фланців;
- 2) мембранні напруження від механічних навантажень в зонах приєднання патрубків і опор до судин.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії загальних згинальних навантажень, є:

- 1) напруження вигину, що викликаються дією зовнішніх сил і моментів, що діють на посудину або трубопровід в цілому;
- 2) напруження вигину, що викликаються дією тиску на плоскі кришки;
- 3) напруження вигину в натискних кільцях і фланцях рознімних з'єднань, що викликаються затягом болтів і шпильок.

Прикладами навантажень, що відносяться в категорії місцевих згинальних навантажень, є:

- 1) напруження вигину, викликані дією тиску, в зонах з'єднання різних елементів (фланець і циліндрична обичайка корпусу, з'єднання обичайки корпусу і днища і т.п.);
- 2) напруження вигину в трубопроводах в зоні приєднання фланців, викликані дією затяжки болтів і шпильок.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії загальних температурних навантажень, є:

- 1) напруження, що викликаються осьовим перепадом температур в циліндричній обичайки;
- 2) лінійна частина навантажень в елементах в зонах з'єднання (фланець і циліндрична частина судини, патрубок і корпус посудини, трубопровід і фланець, трубна дошка і приєднуються до неї труби і т.п.);
- 3) напруження, що викликаються перепадом температур по товщині плоских днищ і кришок;
- 4) напруження в стикових з'єднаннях циліндричних обичайок, виконуваних з різномірних матеріалів.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії місцевих температурних навантажень, є:

- 1) напруження в центральній частині довгих циліндричних або сферичних оболонки, викликані перепадом температур по товщині стінки, за винятком лінійної складової навантажень,
- 2) напруження на невеликих ділянках перегріву (або охолодження) в стінці судини або трубопроводу;
- 3) напруження в антикорозійного облицювання і інших біметалевих елементах, викликані різницею коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії навантажень компенсації, є:

- 1) напруження розтягнення (або стиснення), викликані стисненням вільного розширення трубопроводу;
- 2) напруження крутіння і вигину в трубопроводах, викликані самокомпенсацією трубопроводів.

Прикладами навантажень, що відносяться до категорії місцевих навантажень в зонах концентрації, є напруження в зонах отворів, галтелів,

різь і т.п. від теплових і механічних зусиль, які визначаються з урахуванням коефіцієнта концентрації навантажень.

При проведенні піврічного розрахунку визначають напруження кожної розрахункової групи категорії навантажень, за якими визначають наведені напруження, зіставляються з відповідними допустимими напруженнями.

На підставі аналізу чинних навантажень і температурних полів слід вибрати найбільш напружені області судин і трубопроводів, причому для різних розрахункових випадків ці області можуть бути різними.

Використовувані при розрахунках на статичну і циклічну міцність групи категорій навантажень і їх позначення стосовно до різних типів конструкцій наведені в табл. 5.1, а для розраховуються зон - в табл. 5.2.

### **2.3. Порядок визначення навантажень**

На основі аналізу умов експлуатації елементів конструкції встановлюється типова фізично можлива послідовність експлуатаційних режимів роботи і Напруження, включаючи умови випробувань і порушення нормальних умов експлуатації. Режими роботи і Напруження, що здійснюються між пуском і зупинкою, наприклад, спрацьовування аварійного захисту, слід розташовувати між зазначеними режимами.

Для найбільш навантажених областей елемента конструкції пружним розрахунком визначаються значення шести складових навантажень без урахування концентрації для прийнятої системи координат (декартовій, циліндричній або сферичної) і прийнятої послідовності за часом режимів роботи і Напруження.

За шести складових напруженого стану визначаються значення головних навантажень. Найбільшому головному напрузі привласнюють індекс  $i$ , а двом іншим - індекси  $j$ ,  $k$  ( $\sigma_i > \sigma_j > \sigma_k$ ), фіксуючи таким чином головні майданчики.

На обраних зафіксованих головних майданчиках для всієї прийнятої послідовності за часом режимів роботи і Напруження визначаються залежно зміни головних навантажень  $\sigma_i$ ,  $\sigma_j$ ,  $\sigma_k$ .

Значення наведених навантажень ( $\sigma$ ) визначаються для моментів часу  $t_1, t_2, \dots, t_l, \dots, t_m$ , де збільшення (зменшення) абсолютного значення будь-який з складових головних навантажень змінюється їх зменшенням (збільшенням) за формулами

$$\left. \begin{aligned} (\sigma)_{ij,l} &= \sigma_{ij,l} - \sigma_{j,l,i} \\ (\sigma)_{jk,l} &= \sigma_{jk,l} - \sigma_{k,l,j} \\ (\sigma)_{ik,l} &= \sigma_{ik,l} - \sigma_{k,l,i} \end{aligned} \right\}$$

## 2.4.Визначення зусиль у шпильках

Зусилля, необхідне для обтиску прокладки, знаходять за формулою

$$F_d = D_m b q_0,$$

а мінімальне зусилля, що забезпечує герметичність фланцевого з'єднання при робочому тиску і гідровипробуванні, - за формулами

$$F_2 = D_m b m p \chi$$

$$F_{2h} = D_m b m p_h$$

де  $m$  - прокладочний коефіцієнт;  $\chi$  - коефіцієнт, що враховує міцність прокладок в робочих умовах.

Для металевих прокладок  $\chi$  приймають рівним одиниці, а для м'яких і комбінованих прокладок  $\chi$  вибирають в залежності від температури середовища за табл.2.1.

Таблиця 2.1. Значення коефіцієнта  $\chi$

Розрахункова температура, С	20	200	300
$\chi$	1,0	1,5	2,0

Мінімальна питомий уплотняюще тиск  $q_0$ , прокладочний коефіцієнт  $m$  і ефективну ширину прокладок для обраного типу прокладки та матеріалу визначають відповідно до табл.2.2.

Розтягують зусилля в шпильках від робочого тиску і тиску гідровипробувань отримують за формулами

$$F_p = 0,785 D_m^2 p$$

$$F_{ph} = 0,785 D_{mp_h}^2$$

Розтягують зусилля зтяжки шпильок повинні відповідати таким вимогам:

$$F_0 \geq \max\{F_d, F_2 + F_p, F_{2h} + F_{ph}\}.$$

Мінімальний діаметр стрижня шпильки отримують за формулою

$$d_z = \sqrt{1,27 \frac{F_0}{z[\sigma]_w} + d_c^2}.$$

Зовнішній діаметр шпильки вибирають з урахуванням залежності від мінімального діаметра стрижня шпильки та уточнення цього діаметра здійснюється при виборі кроку різьблення.

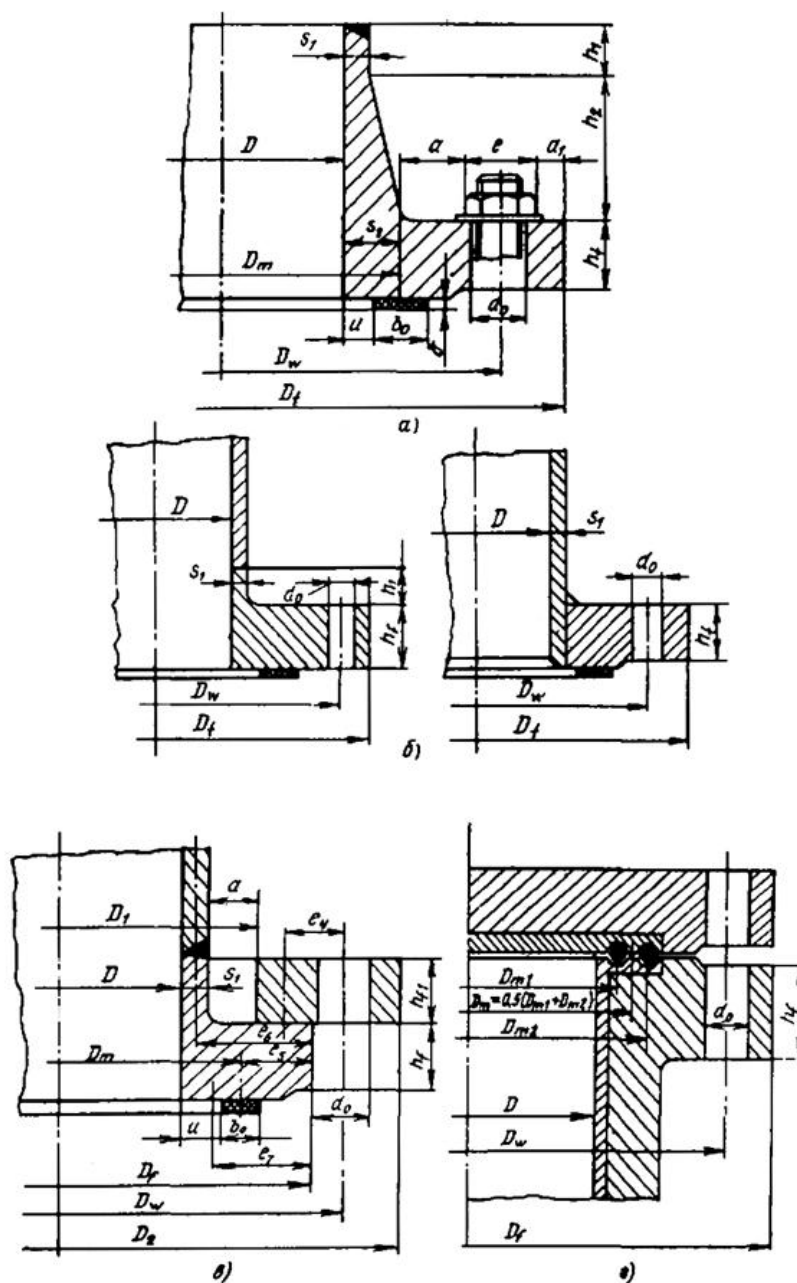


Рис. 2.1. Типи тарілчастих фланців:

*a* - фланець з конічним переходом; *б* - плоскі фланці; *в* - фланець з натискним кільцем; *г* - фланець з профільними прокладками

Таблиця 2.2 Параметри для вибору різьблення шпильок і розмірів фланців

Різьба шпильок	16	20	22	24	27	30	36	42	44	48	52	56	60	64	68
$d_1$	3,55	6,93	8,93	0,32	3,32	5,70	1,10	6,15	6,50	1,87	5,87	9,25	3,25	6,64	0,64
$d_0$															



Різьба шпиль ок	16	20	22	24	27	30	36	42	44	48	52	56	60	64	68
	8	3	5	7	0	3	0	6	8	2	8	2	6	0	5
$e$	8	5	9	2	7	3	4	5	5	7	3	8	04	10	16
$a$		0	0	1	2	2	4	5	5	6	7	8	9	0	1
$2a_1$				0	0	0	4	5	5	5	5	5	5	5	5

## 2.5. Розв'язання задач механіки методом скінченних елементів

В науці і техніці постійно доводиться стикатися з проблемою розрахунку систем, котрі мають складну геометричну конфігурацію і нерегулярну фізичну структур. Комп'ютери дозволяють виконувати такі розрахунки за допомогою наближення чисельних методів. Метод скінченних елементів являється одним з них. В останньому десятиріччі він зіграв провідну роль і отримав широке застосування.

Метод скінченних елементів – це чисельна процедура розв'язку задач, сформульованих у вигляді диференційного рівняння або варіаційного принципу. Метод скінченних елементів відрізняється від класичних методів тим, що апроксимуюча функція являється лінійною комбінацією неперервних кусково-гладких фінітних функцій. Фінітні функції відмінні від нуля тільки в заданому інтервалі. В МСЕ під такими інтервалами маються на увазі скінченні елементи, на які розбивається область  $V$ .

Вихідним об'єктом для використання МСЕ являється матеріальне тіло, яке розбивається на частини – скінченні елементи (СЕ). В результаті розбивки утворюється сітка з границь елементів. Точки перетину цих границь утворюють вузли. На границях і всередині елементів можуть бути утворені додаткові вузлові точки. Сукупність всіх скінченних елементів і вузлів є основою скінченно-елементної моделі деформованого тіла. Дискретна модель повинна максимально повністю покривати область досліджуваного об'єкту.

Вибір типу, форми і розміру скінченного елемента залежить від форми тіла і виду НДС. Стержньовий СЕ використовується для моделювання одновісного напруженого стану при розтязі(стиску), а також в задачах про кручення або згин. Плоский двовимірний СЕ у вигляді трикутної або чотирикутної пластини використовується для моделювання плоского напруженого або плоского деформованого стану. Об'ємний тривимірний СЕ у вигляді тетраедра, шестигранника або призми служить для аналізу об'ємного напруженого стану.

В тих зонах деформованого тіла, де очікуються великі градієнти навантажень, треба використовувати менші за розміром СЕ або елементи вищого порядку.

Скінченні елементи володіють багатьма різними властивостями, які задаються за допомогою констант і опцій. Наприклад, для стержньового ферменного СЕ вказується площа поперечного перетину. Для плоских СЕ може задаватися товщина і вид напруженого стану: плоске напруження або деформоване.

Всі елементи і вузли нумеруються. Нумерація вузлів може бути сумісною для всієї скінченно-елементної моделі і локальної всередині елементів. Нумерацію слід проводити так, щоб мінімізувати трудоемкість розрахунки.

Для розрахунку полів різних фізичних величин за допомогою МСЕ в даній області необхідно визначити матеріали елементів і задати їх властивості. У завданнях деформування, перш за все, потрібно вказати пружні властивості - модуль пружності і коефіцієнт Пуассона. Для динамічних задач необхідно визначити щільність матеріалу і, можливо, коефіцієнт в'язкого демпфірування. При вирішенні стаціонарних задач теплопровідності - коефіцієнт теплопровідності.

Стан тіла характеризується скінченням числом незалежних параметрів, визначених в вузлах скінченно-елементної сітки. Такі параметри називаються ступенями свободи.

Координати вузлів, переміщення вузлів і довільних точок, сили і інші елементи можуть визначатися в різних системах відліку (системах координат). В алгоритмі МСЕ використовуються загальна (глобальна) система координат, прив'язана до загальної кінцево-елементної моделі, і місцева (локальна) система координат, пов'язана з конкретними кінцевими елементами, в силу цього їх називають елементними системами відліку. Перехід від однієї системи до іншої здійснюється за допомогою матриць перетворення.

У деформаційній задачі число ступенів свободи одного вузла залежить від типу завдання і системи відліку. На рис.7 показаний вузол  $i$ , який має в загальній системі координат  $x, y, z$  три ступені свободи, що становлять вузловий вектор ступенів свободи (переміщень). У загальній системі координат цей вектор може бути записаний у вигляді:

$$U_i = \{U_i\} = \begin{pmatrix} U_{ix} \\ U_{iy} \\ U_{iz} \end{pmatrix}$$

Число ступенів свободи всієї моделі, що має  $n$  однотипних вузлів дорівнює:

$$N = n \times n_i$$

Набір всіх ступенів свободи моделі становить загальний (глобальний) вектор ступенів свободи (тобто вузлових переміщень моделі).

З позиції методу скінченних елементів істотні граничні умови - це такі умови, які безпосередньо впливають на ступінь свободи моделі і накладаються на компоненти глобального вектора невідомих  $U$ . Навпаки, природні граничні умови - це умови, які опосередковано впливають на ступінь свободи через глобальну систему кінцево-елементних рівнянь і накладаються на праву частину системи.

Для вирішення завдання всю розрахункову область представляють у вигляді сукупності неперекриваючихся геометричних фігур досить простої форми. Розміри таких фігур, як правило, бувають малі в порівнянні з розмірами розрахункової області.

Вся сукупність скінчених елементів в розрахунковій області називається скінченно-елементною сіткою. Вершини цих багатогранників або багатокутників називають вузлами кінцево-елементної сітки.

Нехай в результаті розрахунку відомо вузлове розподіл деякої фізичної величини. Для простоти будемо вважати, що ця величина скалярна. Позначимо її латинською буквою  $u$ . Вузлове розподіл цієї величини може бути описано матрицею, яку позначимо  $[u(y)]$ .

У цій матриці кожному рядку відповідає вузол звичайно-елементної сітки. Поширення вузлового розподілу на всі можливі точки розрахункової області називають звичайно-елементної апроксимацією. У загальному випадку звичайно-елементне апроксимує вираз має вигляд:

$$u(Q) = [N](Q) \cdot [u^{(y)}],$$

де  $Q$  – точка спостереження, яка має свої координати;  $[N](Q)$  – матриця строка функцій форми.

В межах окремо взятого скінченного елемента

$$u(Q) = [N^{(e)}](Q) \cdot [u^{(e)}],$$

де  $[N^{(e)}](Q)$  – матриця-строка функцій форми скінченного елемента;  $[u^{(e)}]$  – вузлове розподілення фізичної величини в межах скінченного елемента.

Функції форми - це функції «інтерполяційної природи», що володіють такими властивостями:

$$N_i(Q_i) = 1, \quad N_i(Q_k) = 0,$$

$$N_i(Q_j) = 0, \quad N_j(Q_k) = 0,$$

де  $[N(e)](Q)$  – в загальному випадку будь-яке значення, але для симплекс-елементів  $N_i(Q) \in [0;1]$ ;  $i, j$  – номери вузлів деякого скінченного елемента;  $Q_i, Q_j$  – вузли скінченного елемента;  $Q_k$  – точка, яка не належить скінченному елементу;  $Q$  – точка, що належить скінченному елементу;  $N_i$  – скалярний поле, зване функцією форми  $i$ -го вузла;  $N_j$  – скалярний поле, зване функцією форми  $j$ -го вузла.

Для симплекс-елементів характерні лінійні функції форми:

$$[N^{(e)}](Q) = [a] + [a_x]x + [a_y]y,$$

де  $x, y$  – координати точки спостереження  $Q$ ;  $[a], [a_x], [a_y]$  – матриці-рядка коефіцієнтів функцій форми кінцевого елемента, які відповідно до властивостей 1 - 4 визначаються за формулою:

$$\begin{pmatrix} [a] \\ [a_x] \\ [a_y] \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{pmatrix}^{-1},$$

де 1, 2, 3 – локальні номери вузлів скінченного елемента.

Функції форми дозволяють легко визначати в межах кожного елемента просторові диференціальні оператори першого порядку від скалярного або векторного поля за відомим вузловому розподілу:

$$gradu = grad[N^{(e)}] \cdot [u^{(e)}],$$

де  $[A(e)]$  – вузловий розподіл векторного поля  $A$  в межах елемента;

$$grad[N^{(e)}] = [a_x] \cdot l_x + [a_y] \cdot l_y,$$

де  $l_x$ ,  $l_y$  - поодинокі базисні вектори (орти) декартової системи координат.

Таким чином, скінченно-елементна технологія розв'язання задач математичної фізики зводиться до обчислення елементних матриць, відповідних заданій системі рівнянь в приватних похідних, збірці з них глобального матричного рівняння, вирішення цього рівняння і аналізу вузлового розподілу шуканої величини [2].

## **2.6. Скінченно-елементний аналіз конструкцій в програмному коді ANSYS**

Програмний комплекс ANSYS дозволяє вирішувати методом скінчених елементів стаціонарні і нестаціонарні, лінійні і нелінійні задачі з різних областей фізики, таких як механіка твердого тіла, що деформується, механіка рідини і газу, теплопередача і електродинаміка. Крім цього можливе вирішення пов'язаних задач.

Проведення розрахунків в ANSYS можливо в одному з двох режимів: пакетному (Batch) або інтерактивному (Interactive).

Для використання пакетного режиму необхідно попереднє написання програми користувача за допомогою вбудованої мови APDL (ANSYS Parametric Design Language) і команд ANSYS. Текстовий файл програми зчитується і виконується засобами пакета ANSYS. Пакетний режим зручний при вирішенні складних завдань, що містять алгоритми з циклами, структурами, переходами і іншим.

Інтерактивний режим роботи реалізується за допомогою графічного інтерфейсу користувача класичного ANSYS, або на платформі Workbench.

Ці оболонки складаються з командних меню і вікон. Інтерактивний режим є основним режимом моделювання. Розв'язки МСЕ поставленої крайової задачі здійснюється програмою ANSYS в три етапи відповідно логіці методу.

На першому етапі (препроцессінге) створюється основа кінцево-елементної моделі досліджуваного об'єкта. Цей етап складається з декількох основних процедур:

1. Встановлюється фізичний тип завдання (механіка деформівного твердого тіла, теплопередача, гідродінамка і т.д.), проводиться відповідна настройка програми.

2. Вибирається тип кінцевого елементу в залежності від розмірності об'єкта та інших його властивостей. Можуть бути задані деякі характеристики елемента.

3. Вибирається матеріал об'єкта і вказуються всі його необхідні властивості. Властивості можна задати з клавіатури або імпортувати з бібліотеки матеріалів ANSYS. Завдання властивостей визначає модель матеріалу (лінійно-пружний, пружно-пластичний, білінійну і т.д.), що впливає на вибір визначальних рівнянь МСЕ.

4. Будується геометрична твердотільна модель об'єкта. У класичному ANSYS для цього використовується програмний модуль. У Workbench використовується модуль Design Modeler. Геометрична модель може бути експортована з будь-якого CAD-пакета.

5. Геометрична модель розбивається на кінцеві елементи. При розбивці можуть бути задані різні параметри сітки.

6. У разі контактної задачі встановлюються контактні пари, визначається модель контакту і її характеристики. На другому етапі відбувається накладення на модель необхідних фізичних умов і рішення задачі. Етап складається з трьох основних процедур:

1. Завдання граничних умов - сили, переміщення (зв'язку) та ін.

2. Вибір типу аналізу (статичний, динамічний, модальний і т.д.). Можливий вибір методу розв'язання системи рівнянь МСЕ і завдання параметрів обчислювальних процедур (числа кроків Напруження, числа ітерацій і ін.).

3. Рішення системи рівнянь, отриманої МСЕ. В результаті формується файл результатів, який містить вектор знайдених ступенів свободи (Вузлових переміщень, вузлових температур).

Третій етап (постпроцесінг) полягає в аналізі результатів розрахунку і отриманні карти результатів у вигляді ізоліній. Розраховані МСЕ фізичні величини (переміщення, деформації, напруження, температури і ін.) представляються в графічному вікні ANSYS в вигляді картин ізополос, таблиць, графіків, анімацій. Всі ці результати можна записати у відповідні файли.

При виконанні розглянутих вище етапів розв'язання задачі програма ANSYS створює в пам'яті комп'ютера базу даних, що містить повну інформацію о моделі. Цю базу даних можна зберегти в бінарному файлі і використовувати для продовження аналізу.

В останні роки компанія ANSYS, Inc. впроваджує нову модульну систему Workbench, яка виводить процес моделювання на новий сучасний рівень. Застосування Workbench робить моделювання більш наочними, а деякі маніпуляції, зокрема, настройку контактних пар, управління сіткою скінчених елементів, більш простими, що важливо для початківців користувачів. Workbench більш адаптивен до різних пакетів CAD і CAE, має вбудований генератор звітів.

## **2.7. Розрахунок конструкцій АЕС на статичну міцність**

При розрахунку на статичну міцність перевіряють виконання умов міцності стосовно до розрахункових навантажень, крім сейсмічних і вібраційних навантажень, і до всіх експлуатаційних режимів (затяжку болтів і шпильок; пуск; стаціонарний режим; робота системи аварійного захисту; зміна потужності реактора; зупинка; гідро- або пневмовипробувань; порушення нормальних умов експлуатації; аварійна ситуація.)



Напруження відповідно при розрахунку на статичну міцність елементів обладнання і трубопроводів, не повинні перевищувати значень, зазначених в табл. 4 Значення  $[\sigma]$ ,  $[\sigma]_c$  і  $[\sigma]_w$  визначають відповідно до вказівок розд. 1.

Середні напруження зминання не повинні перевищувати  $1,5R_{tp0.2}$ . Якщо відстань від краю зони прикладання Напруження до вільної кромки перевищує розміри зони, на якій діє Напруження, допустиме напруження можуть бути збільшені на 25%.

Середні дотичні напруження, викликані дією механічних навантажень, не повинні перевищувати  $0,5 [\sigma]$  (в різьбах  $0,25R_{tp0.2}$ ).

Середні дотичні напруження, викликані дією механічних навантажень і температурними впливами, не повинні перевищувати  $0,65 [\sigma]$  (в різьбах  $0,32 R_{tp0.2}$ )

При гідравлічних (пневматичних) випробуваннях наведені загальні мембранні напруження в обладнанні або трубопроводі не повинні перевищувати  $1,35 [\sigma]_{th}$  а наведені напруження відповідно за сумами складових загальних або місцевих мембранних і загальних ізгибних напруження, -  $1,7 [\sigma]_{th}$ . Напруження про дан, в болтах і шпильках не повинні перевищувати  $0,7R_{tp0.2}$

При оцінці статичної міцності за розмахом навантажень  $(\sigma)_{rv}$  или  $(\sigma)_{rk}$  (див. табл. 4) максимальні і мінімальні абсолютні значення наведених навантажень, що входять у визначення цієї категорії, не повинні перевищувати  $R_{tm}$

Виконання вимог табл. 5 за розмахом навантажень не є обов'язковим в тих випадках, коли можливе при експлуатації спотворення форми конструкції, пов'язане з невиконанням вищевказаних вимог, не може вплинути на нормальну експлуатацію розраховується вузла (немає порушення герметичності різних з'єднань, відсутня заклініваніє рухомих пристроїв, немає неприпустимого спотворення прохідних перетинів, що визначають витрата теплоносія, немає неприпустимих деформацій пов'язаних деталей і т. п.). Необхідність задоволення вимоги по групах категорій  $(\sigma)_{rv}$  і

$(\sigma)_{rk}$  як повинна встановлюватися конструкторської (проектної) організацією.

Таблиця 4

Тип конструкції	Розрахунковий випадок (режим)	$(\sigma)_1$	$(\sigma)_2$	$(\sigma)_{3w}$	$(\sigma)_{4w}$	$(\sigma)_{RV}$	$(\sigma)_{RK}$
елементи корпусів реакторів, парогенераторів, судин	НУЕ	$[\sigma]$	$1,3 [\sigma]$	—	—	$(2,5 - R_{p0,2}^T / R_m^T) R_{p0,2}^T$ , але не більше $2R_{p0,2}^T$	—
	ПНУЕ АС	$1,2 [\sigma]$ $1,4 [\sigma]$	$1,6 [\sigma]$ $1,8 [\sigma]$	— —	— —	— —	— —
трубопровід	НУЕ	$[\sigma]$	$1,3 [\sigma]$	—	—	—	$\left(2,5 - \frac{R_{p0,2}^T}{R_m^T}\right) R_{p0,2}^T$ , але не більше $2R_{p0,2}^T$
	ПНУЕ	$1,2 [\sigma]$	$1,6 [\sigma]$	—	—	—	—
компенсуючі пристрої	НУЕ	$[\sigma]$	—	—	—	—	—
	ПНУЕ	$1,2 [\sigma]$	—	—	—	—	—
болти і шпильки	НУЕ	$[\sigma]_w$	—	$1,3 [\sigma]_w$	$1,7 [\sigma]_w$	—	—
	ПНУЕ	$1,2 [\sigma]_w$	—	$1,6 [\sigma]_w$	$2,0 [\sigma]_w$	—	—
	АС*	$1,4 [\sigma]_w$	—	$1,8 [\sigma]_w$	$2,4 [\sigma]_w$	—	—
страхувальні корпуси і захисні оболонки	розгерметизація захисного обладнання або трубопроводу	$[\sigma]_c$	$1,3 [\sigma]_c$	—	—	—	—

## 2.8. Розрахунок конструкцій АЕС на циклічну міцність

Визначення допустимої кількості циклів за заданими амплітудам навантажень або допускаються амплітуд навантажень для заданого числа циклів проводиться:

1) по розрахунковим кривим втоми, що характеризує в межах їх застосування залежність між допустимими амплітудами умовних навантажень і допустимими числами циклів

2) за формулами, що зв'язує допустимі амплітуди умовних навантажень та допустимі числа циклів, у випадках уточненого розрахунку допускаються числа циклів або амплітуди навантажень або коли розрахункові криві не можуть бути застосовані.

Амплітуда експлуатаційного напруження не повинна перевищувати допустиму амплітуду напруження  $[\sigma_a F]$ , одержувану для заданого числа циклів  $N$ . Якщо задана амплітуда напруження, то експлуатаційне число циклів  $N$  не повинно перевищувати допустиме число циклів  $[N_o]$ .

Якщо процес Напруження складається з ряду циклів, що характеризуються амплітудами навантажень ( $\sigma_a F$ ) »та відповідними числами циклів  $N_h$  то повинна виконуватися умова міцності по накопиченому усталостному пошкодження.

5.6.4. Для вуглецевих і легованих сталей в інтервалі температур від 293 до 623 К (від 20 до 350 ° С) при значеннях  $R_{tp0.2}/R_{Tm} \leq 0,7$ ;  $R_{Tm} \geq 450$  МПа;  $ZT > 45\%$  і  $E_T = 173$  ГПа розрахункова крива втомі приведена на рис. 7

Для сталей аустенітного класу в інтервалі температур від 293 до 723 К (від 20 до 450 ° С) при значеннях  $R_{tp0.2}/R_{Tm} \leq 0,7$ ;  $R_{Tm} \geq 350$  МПа;  $ZT > 45\%$  і  $E_T = 173$  ГПа кривавтомі приведена на рис. 8

Для вуглецевих і легованих сталей в інтервалі температур від 293 до 623 К (від 20 до 350 ° С), значеннях  $0,7 < R_{tp0.2}/R_{Tm} \leq 0,8$ ;  $R_{Tm} \geq 500$  МПа;  $ZT > 45\%$  і  $E_T = 190$  ГПа розрахункові криві втомі наведені на рис. 9, а для сталей в інтервалі температур від 293 до 623 К (від 20 до 350 ° С) при значеннях  $0,8 < R_{tp0.2}/R_{Tm} \leq 0,9$ ;  $R_{Tm} \geq 500$  МПа;  $ZT \geq 45\%$  і  $E_T = 190$  ГПа розрахункові криві втомі наведені на рис. 10

Криві на рис. 9 і 10 побудовані для різних значень коефіцієнта концентрації наведених навантажень Розрахункові криві на рис. 5.5- 5.8 отримані з урахуванням максимальних коефіцієнтів запасу. Ці криві допускається використовувати при коефіцієнтах асиметрії циклу навантажень  $r \leq 0$ .

Допустиму амплітуду умовного пружного напруження для • заданих температур, можна визначати множенням значень] за розрахунковими кривим рис. 5.5- 5.8 на ставлення модуля пружності при заданій температури до модуля пружності при максимальній температурі застосування відповідної розрахункової кривої.

Допустима амплітуда умовного пружного напруження або допустиме число циклів для сталей з відношенням  $R_{tp0.2}/R_{Tm} \leq 0,7$  при  $[N_0] \leq 10^{12}$  визначається за формулами:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_{aF}] &= \frac{E^T e_c^T}{n_\sigma (4[N_0])^m} + \frac{R_c^T}{n_\sigma \left[ (4[N_0])^{m_\epsilon} + \frac{1+r}{1-r} \right]}; \\ [\sigma_{aF}] &= \frac{E^T e_c^T}{(4n_N [N_0])^m} + \frac{R_c^T}{(4n_N [N_0])^{m_\epsilon} + \frac{1+r}{1-r}} \end{aligned} \right\}$$

де  $n_\sigma$ ,  $n_N$ , - коефіцієнти запасу міцності по напруженням і числу циклів;  $m$ ,  $m_\epsilon$  - характеристики матеріалу;  $r$ -коефіцієнт асиметрії циклу напрузі;  $R_{Tc}$  - характеристика міцності, яка приймається

$$R_c^T = R_m^T (1 + 1,4 \cdot 10^{-2} Z^T);$$

$e_{Tc}$  - характеристика пластичності, яка залежить від значення  $Z_{Tc}$ , визначається за формулою

$$e_c^T = 1,15 \lg \frac{100}{100 - Z_c^T} - \frac{(\sigma_F^*)_{max} - R_{p0,2}^T}{2E^T}$$

або при  $(\sigma_F)_{max} < R_{tp0.2}$  - за формулою

$$e_c^T = 1,15 \lg \frac{100}{100 - Z_c^T}.$$

При використанні даних державних стандартів, технічних умов на матеріал або даних програми

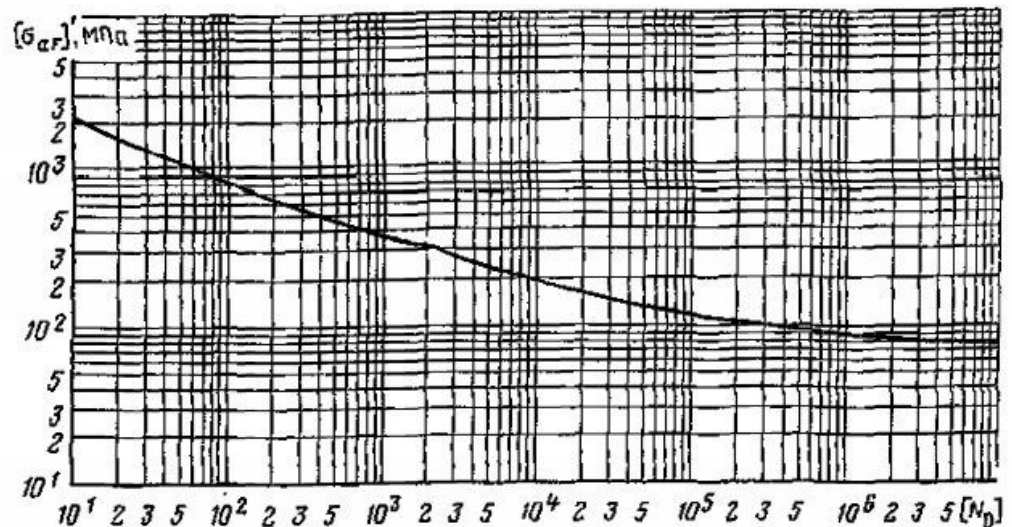


Рис. 7 розрахункові криві втоми вуглецевих і легированих сталей з  $R_{p0,2}^T / R_m^T \leq 0.7$  до  $T = 623 \text{ K}$  ( $350^\circ \text{ C}$ )

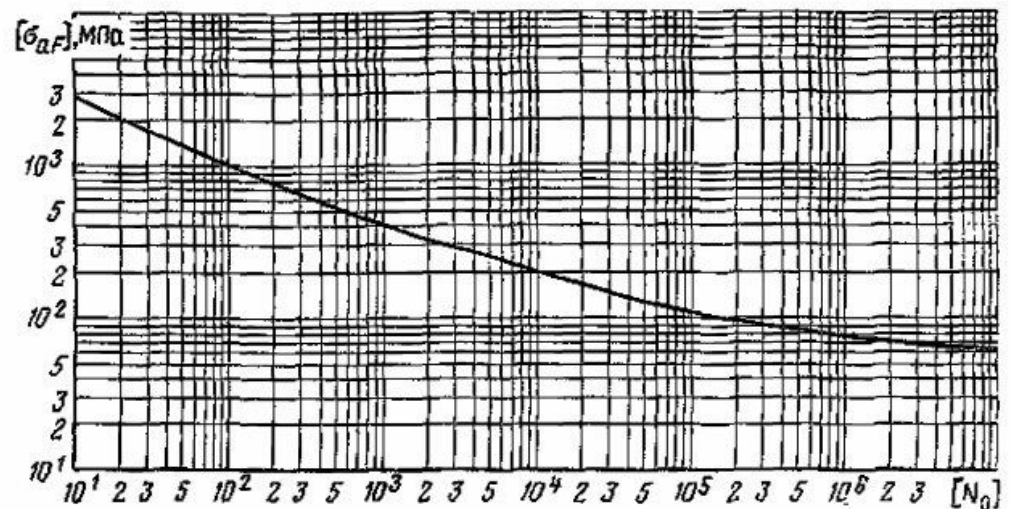


Рис. 8. розрахункова крива втоми сталей аустенітного класу до  $T = 723 \text{ K}$  ( $450^\circ \text{ C}$ )

Норм розрахунку на міцність, в яких наведені гарантовані механічні характеристики, при  $ZT \leq 50\%$  слід приймати  $ZT_c = ZT$ . При  $ZT > 50\%$  слід приймати  $ZT_c = 50\%$ .

Якщо характеристика пластичності  $e_{Tc}$  визначається позначенням  $ZT$ , отриманого при випробуванні на статичний розтягнення, то використовуються формули

$$e_c^T = 0,005 Z^T - \frac{(\sigma_F^*)_{\max} - R_{p0,2}^T}{2E^T} \quad \text{при} \quad (\sigma_F^*)_{\max} > R_{p0,2}^T$$



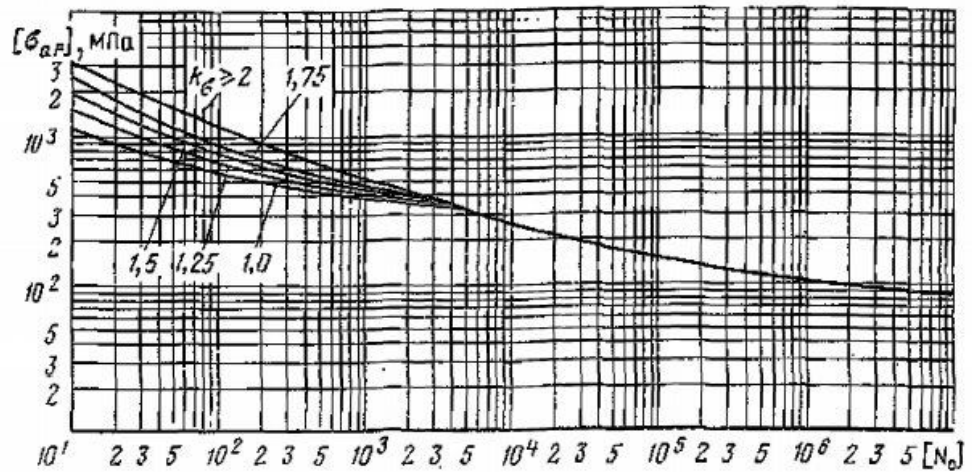


Рис. 9 розрахункові криві втоми вуглецевих і легированих сталей з  $0,7 < R_{p0,2}^T / R_m^T \leq 0,8$  до  $T = 623 \text{ K}$  ( $350^\circ \text{ C}$ )

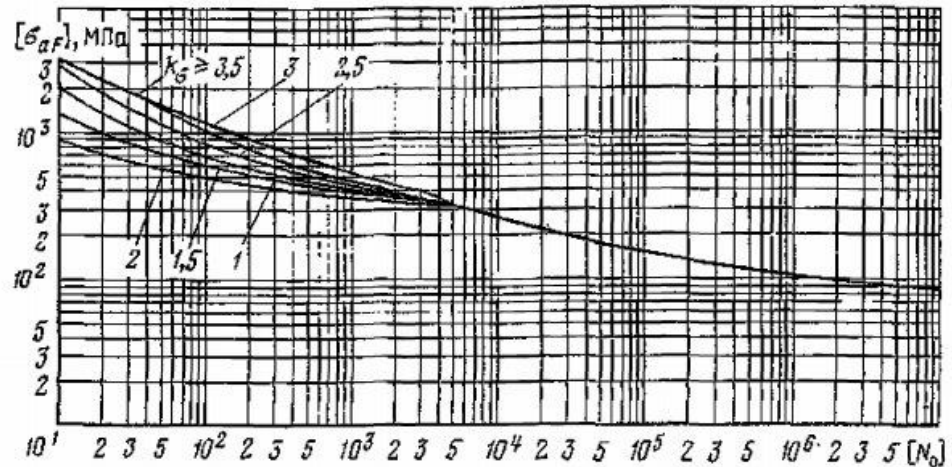


Рис. 10 розрахункові криві втоми вуглецевих і легированих сталей з  $0,8 < R_{p0,2}^T / R_m^T \leq 0,9$  до  $T = 623 \text{ K}$  ( $350^\circ \text{ C}$ )

$$e_c^T = 0,005 Z^T \text{ при } (\sigma_F^*)_{\max} \leq R_{p0,2}^T.$$

Характеристики  $E_T$ ,  $Z_T$ ,  $R_{Tm}$  приймаються рівними мінімальним значенням в інтервалі робочих температур з урахуванням старіння. Коефіцієнт запасу міцності по напруженням  $n_0 = 2$ , а по числу циклів  $n_N = 10$ .

При розрахунку деталей, які навантажені тільки тепловими Напруженнями (наприклад, теплові екрани і подібні деталі) або тепловими і механічними Напруженнями при обмеженні деформації іншими пружними несучими елементами (наприклад, антикорозійна сорочка корпусу) і руйнування яких не призводить до виходу теплоносія за межі несучих

елементів, коефіцієнти запасу міцності по напруженням і числу циклів  $nN$  приймаються рівними 1,5 і 3 відповідно.

При розрахунку зварних з'єднань з неповним проплавленням, виконаних аустенітними електродами і застосованих в зазначених вище деталях, з урахуванням ефективного коефіцієнта оефіцієнти запасу міцності приймаються рівними  $n\sigma = 1,25$  і  $nN = 2,1$ .

Показники ступеня  $m$  і  $m_e$  і межа витривалості  $RT-1$  приймаються по табл. 5

Якщо допускається число циклів  $[N_0] \leq 10^6$ , то визначення  $[\sigma_{aF}]$  допускається проводити за формулами

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_{aF}] &= \frac{E^T e_c^T}{n_\sigma (4 [N_0])^m} + \frac{R_{-1}^T}{n_\sigma \left( 1 + \frac{R_{-1}^T}{R_m^T} \frac{1+r}{1-r} \right)}; \\ [\sigma_{aF}] &= \frac{E^T e_c^T}{(4 n_N [N_0])^m} + \frac{R_{-1}^T}{1 + \frac{R_{-1}^T}{R_m^T} \frac{1+r}{1-r}}. \end{aligned} \right\}$$

З двох значень  $[N_0]$  або  $[\sigma_{aF}]$ , визначених за формулами, вибирається найменше.

Допустима амплітуда навантажень або допускається число циклів для сталей перлітного класу за значеннях  $[N] \leq$  визначається за формулами  $^{12}$  і  $R_{tp0.2}/RT_m \geq$  визначених за формулами.

$$[\sigma_{aF}] = \frac{B^T E^T e_m^T}{(n_N [N_0])^{m_1}} \frac{1-r}{2} K_{(\sigma)}^2 + \frac{R_c^T}{(4 n_N [N_0])^{m_e} + \frac{1+r}{1-r}},$$

Таблиця 5 значення показників ступеня  $m$  и  $m_e$  і границі витривалості  $R_{-1}^T$

Позначення	$R_m^T \leq 700$ МПа	$700 < R_m^T \leq 1200$ МПа
$R_{-1}^T$ (при симетричному циклі)	$0,4 R_m^T$	$(0,54 - 2 \cdot 10^{-4} R_m^T) R_m^T$
$m$	0,5	$0,36 + 2 \cdot 10^{-4} R_m^T$
$m_e$	$0,132 \lg \left[ \frac{R_m^T}{R_{-1}^T} (1 + 1,4 \cdot 10^{-3} Z^T) \right]$	



### РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ БАРБОТАЖНОГО БАКА

Барботажний бак призначений для прийому і конденсації пари, що надходить: від випробовуваного ІК; від ПГЕ, через електрифікований клапан, при регулюванні тиску в паровому тракті; від запобіжного клапана, що забезпечує скидання пари, при перевищенні тиску в паровому тракті (ПГЕ, АК) понад допустимого значення.

Барботажний бак є ємність, заповнену водою до рівня від 1200 мм до 1400 мм. Вода служить середовищем для гасіння кінетичної енергії струменя пароводяної суміші. При русі бульбашок пари (пароводяної суміші), через шар води в барботажному баку, створюється велика межфазная поверхню, яка сприяє тепло- і масообмінних процесів, що призводить до конденсації пари.

Барботажний бак складається з корпусу обсягом 11,2 м<sup>3</sup>, що представляє собою горизонтально розташований посудину циліндричної форми, виготовлений з нержавіючого листа товщиною 8 мм утворює обечайку Ø2016 мм і приєднаними за допомогою зварювання еліптичними піддонами на торцях.

Всередині нижньої частини корпусу барботажний бак встановлені три знімних паророзподільних колектора, виготовлених з труби Ø108 × 5 мм з перфорацією в нижній частині, герметично приєднаних до фланців патрубків, прикріплених за допомогою зварювання до нижньої частини одного з еліптичних денець, призначених для підведення пари:

- від випробовуваного ІК;

- з ПГЕ через електрифікований клапан «Скидання пара з ПГЕ»;

- з ПГЕ, при перевищенні встановленого тиску в ПГЕ, через скидний патрубок запобіжного клапана.

Барботажний бак встановлений на двох опорах, жорстко прикріплених до корпусу, за допомогою зварювання. Опора, що знаходиться з боку

введення паророзподільних колекторів - нерухома, жорстко прикріплена до фундаменту, а друга опора - рухлива, встановлена на змащеному підкладном аркуші, забезпечує можливість горизонтального зміщення корпусу барботажний бак уздовж його осі, для компенсації теплових лінійних переміщень.

Над паророзподільних колекторами закріплений розбірний «дірчастий щит», з отворами Ø5 мм, виготовлений з перфорованого листа товщиною 1,5 мм, що забезпечує рівномірність розподілу пара по всій його площі і «дроблення» бульбашок пари, що піднімаються від паророзподільних колекторів.

У середній частині корпусу барботажний бак (знизу) розташований виведений вниз патрубок, виготовлений з труби Ø23 × 4 мм, що забезпечує можливість дренажу барботажного баку через дренажний кран «Дренаж».

У верхній частині корпусу розташовані:

виведений вгору патрубок, виготовлений з труби Ø65 × 7,5 мм, з фланцем для установки клапана запобіжного, що забезпечує захист барботажний бак від перевищення тиску понад допустимого значення;

виведений вгору штуцер з різьбленням M20 × 1,5, призначений для установки термопреобразователя «Температура води», що забезпечує контроль температури води в барботажному баці;

виведені вгору патрубки (4 шт.) з різьбленням G $\frac{1}{2}$  ", виготовлені з труби Ø23 × 4 мм, призначені для: установки:

манометра показує;

датчика тиску «Тиск в барботажному баці»;

крана «Заповнення водою», що забезпечує заповнення барботажного баку дистиллятом від системи дезактивації TU;

крана «Скидання», що забезпечує можливість з'єднання внутрішньої порожнини барботажного баку з атмосферою;

люк-лаз, що забезпечує можливість огляду і ремонту, виготовлений з листа товщиною 8 мм утворює обечайку Ø500 мм, з фланцем для

герметичної установки кришки забезпеченою підйомно-поворотним механізмом;

в кришці люка-лазу, за допомогою фланця Ду350 герметично закріплена мембрана розривна, що забезпечує додатковий захист барботажного баку від перевищення тиску понад допустимого значення, при значному перевищенні витрати скидається середовища над пропускною спроможністю встановленого клапана запобіжного.

На корпусі барботажного баку за допомогою патрубків і трубопроводу, виготовлених з труби  $\varnothing 23 \times 4,5$  мм до встановлених на них двома кранами, закріплений вертикально встановлений візуальний байпасний індикатор рівня «Рівень води», що забезпечує візуальний контроль рівня води у верхній половині барботажного баку. Індикатор рівня забезпечений ємнісними сенсорами (2 шт.) Для контролю мінімального і максимального рівнів і видачу сигналізації про вихід рівня води за межі заданих значень.

Таблиця 3.1. Основні параметри барботажного баку

Найменування параметру	Одиниця виміру	Значення
Матеріал корпусу	—	сталь 12X18H10T
Робоча середа	—	Вода дистиллированная
Об'єм	м <sup>3</sup>	11,3
Тиск	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	от 0 до 0,6 МПа (от 0 до 6 кгс/см <sup>2</sup> )
Розрахунковий тиск	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	6 (6,1)
Тиск гідравлічних випробувань	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,85 (8,5)
Тиск розриву мембрани	МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,32÷0,34 (3,3÷3,5)
Розрахункова температура	°C	150
Довжина з урахуванням патрубків	мм	3963
Загальна висота	мм	3170
Діаметр корпусу	мм	2016
Товщина стінки корпусу	мм	8

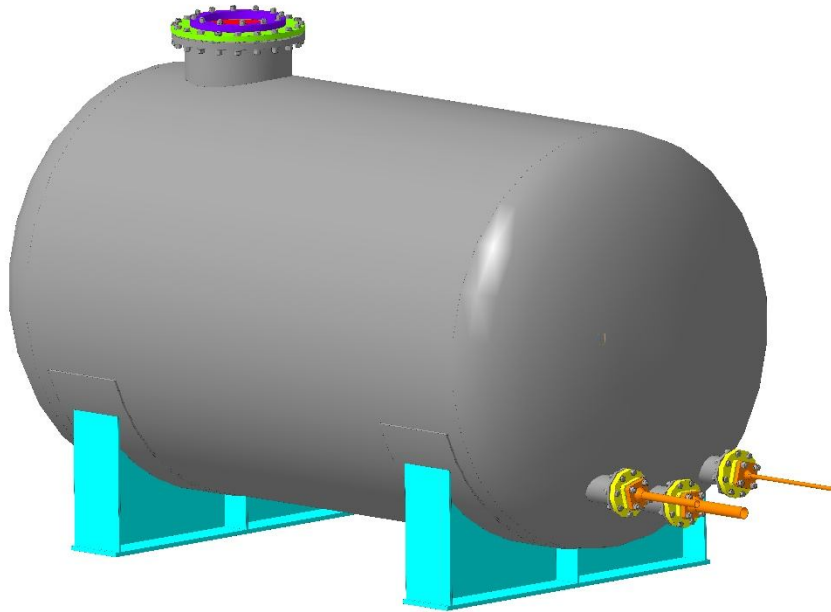


Рис. 11 Модель барботажного баку

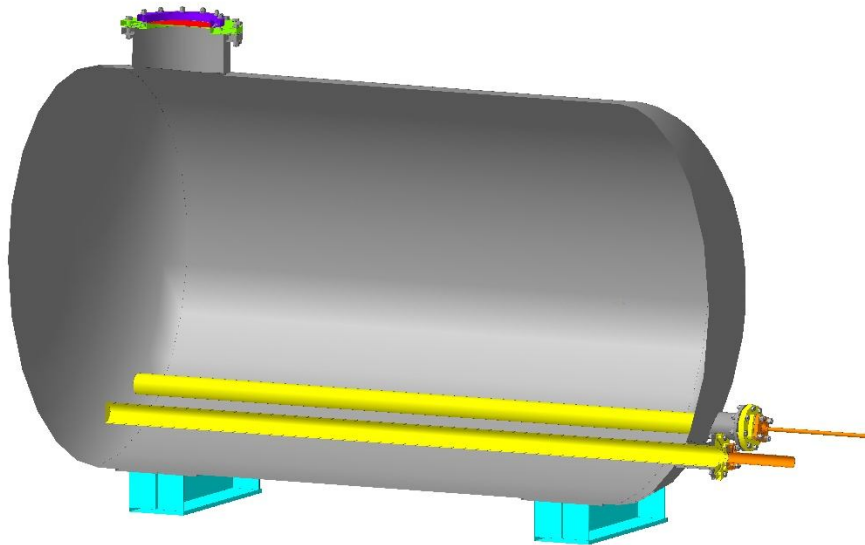


Рис. 12 Модель барботажного баку в перерізі

### **3.1. Розрахункові моделі барботажного баку, болтів і шпильок**

Під час побудови 3d моделі дослідної силової платформи у програмному пакеті ANSYS Workbench було дотримано основні вимоги та правила до моделювання у даній програмі.

Етапи роботи:

- У розділі «Engineering data» було строрені матеріали з заданими фізико-механічними характеристиками;
- У розділі «Geometry» був побудований 2d ескіз барботажного баку у загальніс системі координат OXYZ, з заданими лінійними розмірами;
- За допомогою команди «Extrude» 2d ескіз барботажного баку був наділений об'ємом (або висотою, заданого значення) та для даного об'єма було застосовано матеріали;
- У розділі «Model» для створеної конструкції була створена скінченно елементна сітка з заданим роздіром скінченного елемента;
- У розділі «Model» конструкція з скінченно елементною сіткою була навантажена силами з заданим градієнтом по об'єму моделі;
- У розділі «Model» були отримані візуалізації деформацій та їх чисельне значення;

### 3.2 Розрахункова модель та результати чисельного експерименту по визначенню НДС барботажного баку, болтів і шпильок

#### Розрахунковий випадок 1

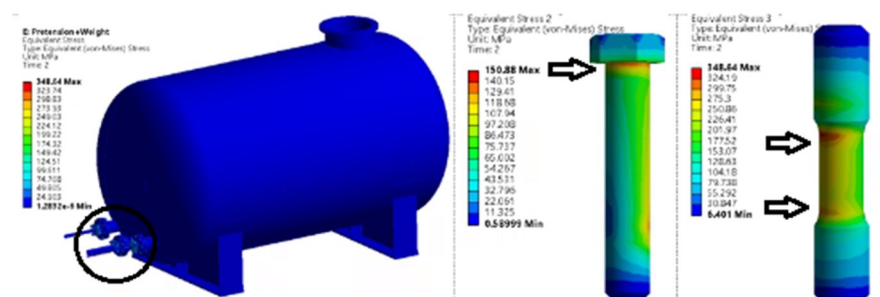


Рис.11 Розподіл еквівалентних навантажень по Мізесу [МПа] від затяжки шпильок

$\sigma_{1\max}=348$  МПа

$\sigma_{2\max}=150$  МПа

$\sigma_{3\max}=148.6$  МПа

## Розрахунковий випадок 2

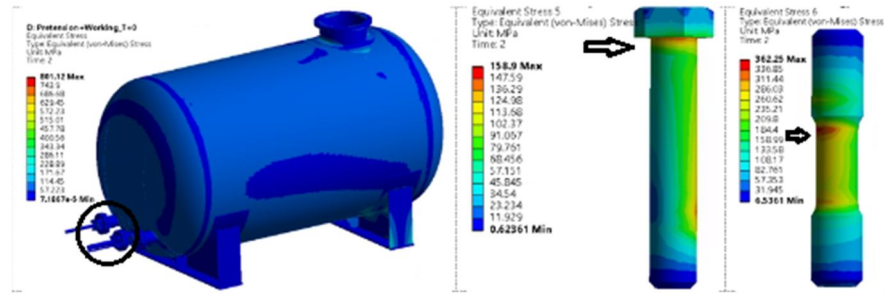


Рис. 12 Розподіл еквівалентних навантажень по Мізесу [МПа] від зтяжки шпильок і робочого режиму без температури

$$\sigma_{1\max}=861 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{2\max}=158.9 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{3\max}=362.2 \text{ МПа}$$

## Розрахунковий випадок 3

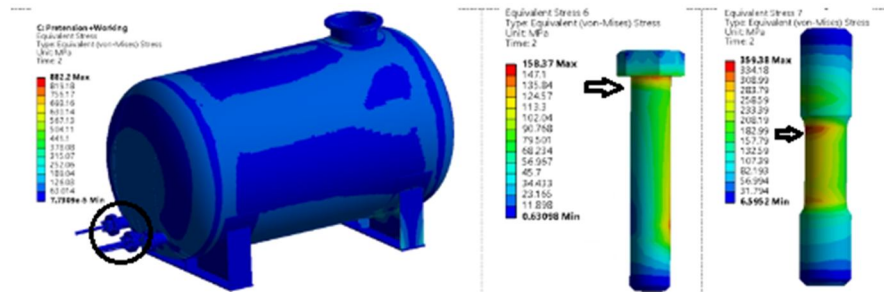


Рис. 13 Розподіл еквівалентних навантажень по Мізесу [МПа] від зтяжки шпильок і робочого режиму

$$\sigma_{1\max}=882 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{2\max}=158.3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{3\max}=359.3 \text{ МПа}$$

## 3.3 Чисельний розрахунок навантажень для заданих матеріалів.

Номінальна Напруження, що допускається для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених тиском, приймають мінімальним з наступних значень:

$$[\sigma] = \min \{ R_m^T / n_m; R_{p0,2}^T / n_{0,2}; R_{mT}^T / n_{mT} \}.$$

Для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених внутрішнім тиском,

$$n_m = 2,6; n_{0,2} = 1,5; n_{mT} = 1,5.$$

Для елементів обладнання і трубопроводів, навантажених зовнішнім тиском, що перевищує внутрішнє,

$$n_m = 2,6; n_{0,2} = 2; n_{mT} = 2.$$

Номінальна навантаження, що допускається в болтах або шпильках від тиску і зусиль затяжки визначають як

$$[\sigma]_w = R_{p0,2}^T / n_{0,2},$$

де  $n_{0,2} = 2$ .

Додатково в болтах і шпильках, температура яких перевищує температуру  $T_t$  встановлюють номінальні допустимі напруження від тиску як

$$[\sigma]_{wt} = R_{mt}^T / n_{mt}^T,$$

де  $n_{mt} = 3$ .

Для корпусів страхувальних і захисних оболонок номінальні допустимі напруження

$$[\sigma]_c = \min \{ R_m^T / n_m; R_{p0,2}^T / n_{0,2} \},$$

T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00	350,00	T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00	350,00
σв	491	477	456	426	417	382	358	333	σв	491,00	477,00	456,00	426,00	417,00	382,00	358,00	333,00
σт	196	193	186	181	176	167	162	157	σт	196,00	193,00	186,00	181,00	176,00	167,00	162,00	157,00
A	35	34	33	31	29	27	26	25	A								
Z	40	40	40	40	40	40	40	40	Z								
E									E								
[σ]	130,67	128,67	124,00	120,67	117,33	111,33	108,00	104,67	[σ]w	98,00	96,50	93,00	90,50	88,00	83,50	81,00	78,50
				(σ)1								(σ)1					
НУЕ	130,7	128,7	124,0	120,7	117,3	111,3	108,0	104,7	НУЕ	98,0	96,5	93,0	90,5	88,0	83,5	81,0	78,5
ПНУЕ	156,8	154,4	148,8	144,8	140,8	133,6	129,6	125,6	ПНУЕ	117,6	115,8	111,6	108,6	105,6	100,2	97,2	94,2
АС	182,9	180,1	173,6	168,9	164,3	155,9	151,2	146,5	АС	137,2	135,1	130,2	126,7	123,2	116,9	113,4	109,9
ГИ	176,4	173,7	167,4	162,9	158,4	150,3	145,8	141,3	ГИ	68,6	67,6	65,1	63,4	61,6	58,5	56,7	55,0
				(σ)2								(σ)3w					
НУЕ	169,9	167,3	161,2	156,9	152,5	144,7	140,4	136,1	НУЕ	127,4	125,5	120,9	117,7	114,4	108,6	105,3	102,1
ПНУЕ	209,1	205,9	198,4	193,1	187,7	178,1	172,8	167,5	ПНУЕ	188,2	185,3	178,6	173,8	169,0	160,3	155,5	150,7
АС	235,2	231,6	223,2	217,2	211,2	200,4	194,4	188,4	АС	176,4	173,7	167,4	162,9	158,4	150,3	145,8	141,3
ГИ	222,1	218,7	210,8	205,1	199,5	189,3	183,6	177,9	ГИ								
				(σ)iv								(σ)4w					
НУЕ	392,0	386,0	372,0	362,0	352,0	334,0	324,0	314,0	НУЕ	166,6	164,1	158,1	153,9	149,6	142,0	137,7	133,5
ПНУЕ									ПНУЕ	196,0	193,0	186,0	181,0	176,0	167,0	162,0	157,0
АС									АС	235,2	231,6	223,2	217,2	211,2	200,4	194,4	188,4
				τ	мех							τ	мех				
	65,3	64,3	62,0	60,3	58,7	55,7	54,0	52,3		49,0	48,3	46,5	45,3	44,0	41,8	40,5	39,3
				τ	мех+тем							τ	мех+тем				
	84,9	83,6	80,6	78,4	76,3	72,4	70,2	68,0		62,7	61,8	59,5	57,9	56,3	53,4	51,8	50,2

Табл.6 Визначення навантажень у корпусах реакторів та визначення зусиль у шпильках для сталі 12X18H10T



T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00		T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00	350,00
σв	647	828	608	589	569	549	530		σв	647,00	828,00	608,00	589,00	569,00	549,00	530,00	0,00
σт	441	422	412	392	392	363	353		σт	441,00	422,00	412,00	392,00	392,00	363,00	353,00	0,00
A	12	11	11	10	10	9	9		A								
Z	40	40	40	40	40	40	40		Z								
E									E								
[σ]	248,85	281,33	233,85	226,54	218,85	211,15	203,85		[σ]w	220,50	211,00	206,00	196,00	196,00	181,50	176,50	0,00
				(σ)1									(σ)1				
НУЕ	248,8	281,3	233,8	226,5	218,8	211,2	203,8		НУЕ	220,5	211,0	206,0	196,0	196,0	181,5	176,5	0,0
ПНУЕ	298,6	337,6	280,6	271,8	262,6	253,4	244,6		ПНУЕ	264,6	253,2	247,2	235,2	235,2	217,8	211,8	0,0
АС	348,4	393,9	327,4	317,2	306,4	295,6	285,4		АС	308,7	295,4	288,4	274,4	274,4	254,1	247,1	0,0
ГИ	335,9	379,8	315,7	305,8	295,4	285,1	275,2		ГИ	154,4	147,7	144,2	137,2	137,2	127,1	123,6	0,0
				(σ)2									(σ)3w				
НУЕ	323,5	365,7	304,0	294,5	284,5	274,5	265,0		НУЕ	286,7	274,3	267,8	254,8	254,8	236,0	229,5	0,0
ПНУЕ	398,2	450,1	374,2	362,5	350,2	337,8	326,2		ПНУЕ	423,4	405,1	395,5	376,3	376,3	348,5	338,9	0,0
АС	447,9	506,4	420,9	407,8	393,9	380,1	366,9		АС	396,9	379,8	370,8	352,8	352,8	326,7	317,7	0,0
ГИ	423,0	478,3	397,5	385,1	372,0	359,0	346,5		ГИ								
				(σ)iv									(σ)4w				
НУЕ	801,9	839,9	750,8	719,1	709,9	667,5	647,4		НУЕ	374,9	358,7	350,2	333,2	333,2	308,6	300,1	0,0
ПНУЕ									ПНУЕ	441,0	422,0	412,0	392,0	392,0	363,0	353,0	0,0
АС									АС	529,2	506,4	494,4	470,4	470,4	435,6	423,6	0,0
				τ	мех							τ	мех				
	124,4	140,7	116,9	113,3	109,4	105,6	101,9			110,3	105,5	103,0	98,0	98,0	90,8	88,3	0,0
				τ	мех+темп							τ	мех+темп				
	161,8	182,9	152,0	147,3	142,3	137,3	132,5			141,1	135,0	131,8	125,4	125,4	116,2	113,0	0,0

Табл. 7 Визначення навантажень у корпусах реакторів та визначення зусиль у шпильках для сталі 20Х13

T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00	350,00	T	20,00	50,00	100,00	150,00	200,00	250,00	300,00	350,00
σв	333	333	333	333	333	323	314	294	σв	333,00	333,00	333,00	333,00	333,00	323,00	314,00	294,00
σт	186	186	186	177	177	157	137	118	σт	186,00	186,00	186,00	177,00	177,00	157,00	137,00	118,00
A	31	28	26	22	25	24,5	25,5	28	A								
Z	55	50	50	46	44	44	44	46	Z								
E									E								
[σ]	124,00	124,00	124,00	118,00	118,00	104,67	91,33	78,67	[σ]w	93,00	93,00	93,00	88,50	88,50	78,50	68,50	59,00
				(σ)1									(σ)1				
НУЕ	124,0	124,0	124,0	118,0	118,0	104,7	91,3	78,7	НУЕ	93,0	93,0	93,0	88,5	88,5	78,5	68,5	59,0
ПНУЕ	148,8	148,8	148,8	141,6	141,6	125,6	109,6	94,4	ПНУЕ	111,6	111,6	111,6	106,2	106,2	94,2	82,2	70,8
АС	173,6	173,6	173,6	165,2	165,2	146,5	127,9	110,1	АС	130,2	130,2	130,2	123,9	123,9	109,9	95,9	82,6
ГИ	167,4	167,4	167,4	159,3	159,3	141,3	123,3	106,2	ГИ	65,1	65,1	65,1	62,0	62,0	55,0	48,0	41,3
				(σ)2									(σ)3w				
НУЕ	161,2	161,2	161,2	153,4	153,4	136,1	118,7	102,3	НУЕ	120,9	120,9	120,9	115,1	115,1	102,1	89,1	76,7
ПНУЕ	198,4	198,4	198,4	188,8	188,8	167,5	146,1	125,9	ПНУЕ	178,6	178,6	178,6	169,9	169,9	150,7	131,5	113,3
АС	223,2	223,2	223,2	212,4	212,4	188,4	164,4	141,6	АС	167,4	167,4	167,4	159,3	159,3	141,3	123,3	106,2
ГИ	210,8	210,8	210,8	200,6	200,6	177,9	155,3	133,7	ГИ								
				(σ)iv									(σ)4w				
НУЕ	361,1	361,1	361,1	348,4	348,4	314,0	274,0	236,0	НУЕ	158,1	158,1	158,1	150,5	150,5	133,5	116,5	100,3
ПНУЕ									ПНУЕ	186,0	186,0	186,0	177,0	177,0	157,0	137,0	118,0
АС									АС	223,2	223,2	223,2	212,4	212,4	188,4	164,4	141,6
				τ	мех							τ	мех				
	62,0	62,0	62,0	59,0	59,0	52,3	45,7	39,3		46,5	46,5	46,5	44,3	44,3	39,3	34,3	29,5
				τ	мех+темп							τ	мех+темп				
	80,6	80,6	80,6	76,7	76,7	68,0	59,4	51,1		59,5	59,5	59,5	56,6	56,6	50,2	43,8	37,8

Табл. 8 Визначення навантажень у корпусах реакторів та визначення зусиль у шпильках для сталі 10



#### **4. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ**

Стартап як форма малого ризикового (венчурного) підприємництва впродовж останнього десятиліття набула широкого розповсюдження у світі через зниження бар'єрів входу в ринок (із появою Інтернету як інструменту комунікацій та збуту стало простіше знаходити споживачів та інвесторів, займатись пошуком ресурсів, перетинати кордони між ринками різних країн), і вважається однією із наріжних складових інноваційної економіки, оскільки за рахунок мобільності, гнучкості та великої кількості стартап проектів загальна маса інноваційних ідей зростає. Проте створення та ринкове впровадження стартап-проектів відзначається підвищеною мірою ризику, ринково успішними стає лише невелика частка, що за різними оцінками складає від 10% до 20%. Ідея стартап-проекту, взята окремо, не вартує майже нічого: головним завданням керівника проекту на початковому етапі його існування є перетворення ідеї проекту у працюючу бізнесмодель, що починається із формування концепції товару (послуги) для визначеної клієнтської групи за наявних ринкових умов. Розроблення та виведення стартап-проекту на ринок передбачає здійснення низки кроків, в межах яких визначають ринкові перспективи проекту, графік та принципи організації виробництва, фінансовий аналіз та аналіз ризиків і заходи з просування пропозиції для інвесторів. Узагальнено етапи розроблення стартап-проекту можна подати таким чином.

#### 4.1 Опис ідеї проекту

Табл. 4.1 Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Пропонується покращити (вдосконалити) комплексної системи діагностики для ВВЕР-1000.	Атомна енергетика	Економія грошових ресурсів і підвищення надійності роботи АЕС

М. Портер вирізняє п'ять основних факторів, що впливають на привабливість вибору ринку з огляду на характер конкуренції:

1. Конкурент, що вже є у галузі.
2. Потенційні конкуренти.
3. Наявність товарів–замінників.
4. Постачальники, що конкурують за ринкову владу.
5. Споживачі.

Сильні позиції компанії за кожним з факторів означають її можливості забезпечити необхідні темпи обороту капіталу та її здатність впливати на інших агентів ринку, диктуючи їм власні умови співпраці. Характеристики факторів моделі відрізняються для різних галузей та змінюються із часом. Сила кожного фактору є функцією від структури галузі та її техніко–економічних характеристик.

На основі аналізу складових моделі 5 сил М. Портера розробляється перелік факторів конкурентоспроможності для певного ринку. Графічне зображення моделі 5 сил Портера на Рис. 4.1.

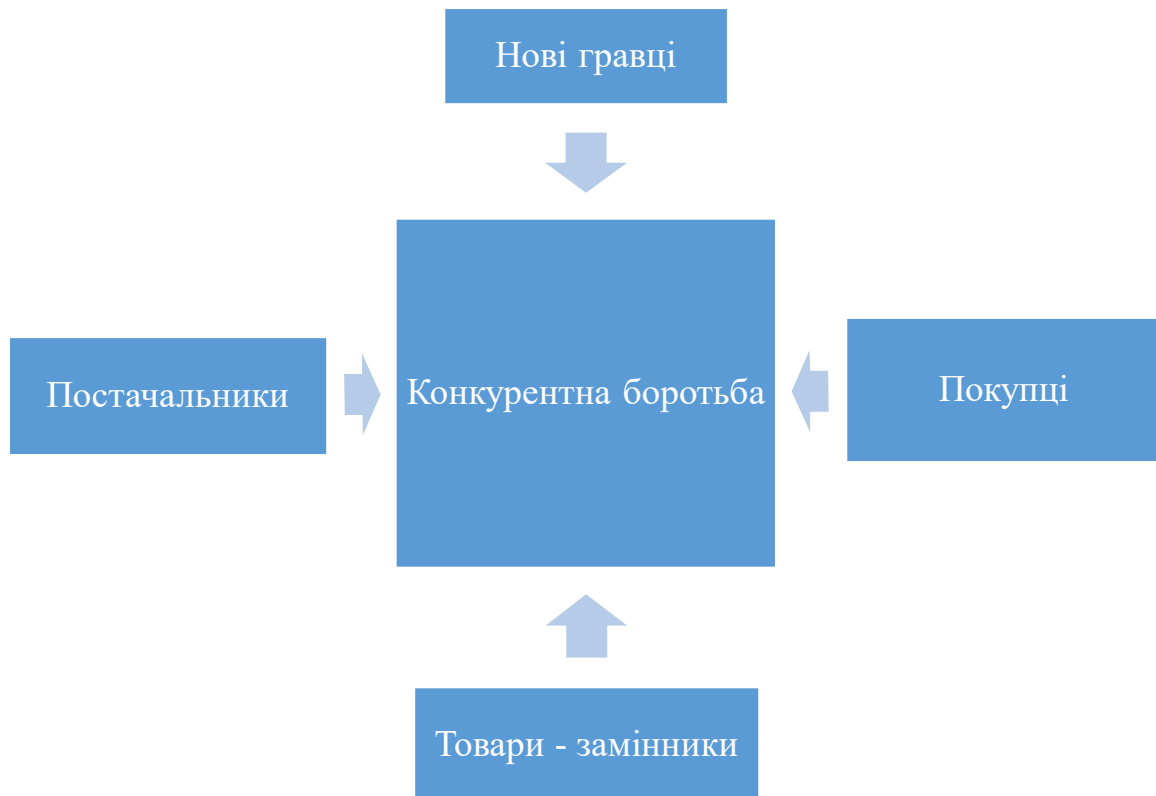


Рис. 4.1 Модель 5 сил Майкла Портера

Ринкова влада постачальників:

- Існує два основних підприємства-виробників комплексної системи діагностики для АЕС України – НДІ «Техностандарт» і СНВО «Імпульс».

- Все виробництво знаходиться в Україні і практично відсутня ринкова конкуренція, так як НДІ «Техностандарт» вже майже не займається даною продукцією.

Ринкова влада покупців:

- Кількість покупців значно перевищує кількість виробників (постачальників). Географічно все виробництво зосереджено тільки в одній країні. Відбувається чисельне зростання покупців.

- Існує вертикальна інтеграція в галузі. Неспроможність покупців почати власне виробництво.

Виникнення нових гравців і взаємозамінні товари:

- Виникнення власного виробництва – потребує значних грошових надходжень, що зв'язане з технологією виготовлення і затратами на собівартість.

В Табл. 4.2 наведено порівняльний аналіз показників власної ідеї з конкуруючими підприємствами. Визначаються показниками, що мають: а) гірші значення (W, слабкі); б) аналогічні (N, нейтральні) значення; в) кращі значення (S, сильні).

Табл. 4.2 Визначення характеристик ідеї проекту

№	Техніко-економічні характеристики ідеї	Ідея проекту
1	Економія фінансів	S
2	Підвищення надійності	S
3	Економія затрат часу	S
4	Початкові затрати на модернізацію	W

#### 4.2 Технологічний аудит ідеї проекту

В межах даного підрозділу проводиться аудит технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту (технології створення товару).

В Табл. 4.3 визначається технологічна здійсненність ідеї проекту. За результатами аналізу таблиці робиться висновок щодо можливості технологічної реалізації проекту: так чи ні, а також технологічного шляху, яким це доцільно зробити.

Табл. 4.3 Технологічна здійсненність ідеї проекту

№	Ідея проекту	Шлях реалізації	Наявність технології	Доступність технології
1	Модернізація комплексної системи діагностики для ВВЕР-1000	співпраця з проектантами і виробниками	наявні	доступно
Шлях реалізації і можливості – доступні				

### 4.3 Аналіз ринкових можливостей запуску стартап–проекту.

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів–конкурентів.

В Табл. 4.4 проводиться аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку.

Табл. 4.4 Попередня характеристика потенційного ринку стартап–проекту

№	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	2
2	Загальний обсяг продаж , грн/ум.од	1 млн. грн.
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	зростає
4	Наявність обмежень для входу	деякі (див. ниж.)
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	існують
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	10

Отже, висновок щодо того, чи є ринок привабливим для входження за попереднім оцінюванням – позитивна оцінка.

В Табл. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..5 визначаються потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формується орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи.

Табл. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..5  
Характеристика потенційних клієнтів стартап–проекту

Потреба, що формує ринок	Цільо ва аудиторія	Відмінності у поведінці різних	Вимо ги
-----------------------------	-----------------------	-----------------------------------	------------

		потенційних цільових груп клієнтів	споживачів до товару
Економія грошових ресурсів та часу	АЕС	Можливі певні незначні розбіжності для кожної АЕС в стандартах і технічних регламентах	однакові

В Табл. 4.6 і Табл. 4.7 проводиться аналіз ринкового середовища: фактори, що сприяють ринковому впровадженню проекту, та фактори, що перешкоджають цьому.

Табл. 4.6 Фактори загроз

	Фактор	Зміст загрози
1	Політичний	Політична ситуація в країні, або в конкретному економічному регіоні
2	Макроекономічний	Стан існуючої економічної ситуації в країні; стан банківської, грошової, фінансової та кредитної систем
3	Науково–технічний	Досягнення науково–технічного прогресу, розробка нових технологій

Табл. 4.7 Фактори можливостей

	Фактор	Зміст можливості
1	Інноваційний	Продукт (технологія), яка якісно відрізняється від своїх аналогів

Надалі проводиться аналіз пропозиції: визначаються загальні риси конкуренції на ринку (див. Табл. 4.8)

Табл. 4.8 Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність
------------------------------	--	------------------------

середовища		підприємства
Тип конкуренції – олігополія	В одній галузі домінує невелика кількість конкуруючих фірм	захоплення ринків збуту
Рівень конкурентної боротьби – національний	Боротьба між великими товаровиробниками	захоплення ринків збуту
Галузева ознака – внутрішньогалузева	Реалізація однакових товарів	

В Табл. 4.9 проводиться більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі за моделлю 5 сил М. Портера.

Табл. 4.9 Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

Прямі конкуренти в галузі	НДІ «Техностандарт»	СНВО «Імпульс»
Бар'єри	Макроекономічний	Політичний і макроекономічний
Постачальники	Можуть відмовитися працювати з компанією або, наприклад, встановити надмірно високі ціни на унікальні ресурси	
Клієнти	Здатність споживачів впливати на компанію, а також реакція чутливості споживача на зміну ціни	
Товари-замінники	Товари-замінники, здатні забезпечити ту ж саму якість за нижчими цінами	
Висновок	Існують великі загрози входження на ринок, невелика конкурентоспроможність, але є певні ризики	

На основі аналізу конкуренції, проведеного в Табл. 4.9, а також із урахуванням характеристик ідеї проекту (Табл. 4.2), вимог споживачів до

товару (Табл. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..5) та факторів маркетингового середовища (Табл. 4.6-Табл. 4.7) визначається та обґрунтовується перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюється зведений в Табл. 4.10

Табл. 4.10 Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування
Якість	Техніко-експлуатаційні характеристики продукції (функціональність, надійність)
Ціна	Співвідношення рівня ціни з цінами основних конкурентів
Політичний	Політична ситуація в країні, або в конкретному економічному регіоні
Макроекономічний	Стан існуючої економічної ситуації в країні; стан банківської, грошової, фінансової та кредитної систем
Науково–технічний	Досягнення науково–технічного прогресу, розробка нових технологій

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (Табл. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..11)

Табл. Ошибка! Текст указанного стиля в документе отсутствует..11  
SWOT- аналіз стартап–проекту

Сильні сторони	Слабкі сторони
Можливості: інновація	Загрози: політика, макроекономіка, науково–технічний прогрес



## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Отримані дані використані для оцінки надійності першого контуру третього енергоблоку Рівненської АЕС. Результат розрахунку НДС конструкцій барботажного баку для оцінки на статичну міцність при аварійній ситуації зображено на рис. 11-13. Для розрахунку на циклічну міцність обираються точки з розрахунку на статичну міцність, в яких спостерігаються екстремальні величини еквівалентних за Мізесом навантажень, які в основному знаходяться в місцях з'єднань трубопроводу з барботажним баком. Для обраних точок були розраховані в системі інженерних розрахунків ANSYS Напруження, які використовувались для оцінки накопиченої пошкоджуваності від усіх видів циклічних навантажень, що мають місце в процесі експлуатації трубопроводу.

Проаналізувавши та порівнявши розрахунки у програмі EXCEL та ANSYS можна зробити висновки, щодо вибору матеріалу для данної конструкції:

- усі вибрані марки сталі не підходять для виготовлення патрубків в барботажному баці, адже у місцях з'єднань баку і патрубків, утворюються напруження, які перевищують допустимі.
- Обраний сортамент сталей 12X18Н10Т і сталі 10 для барботажного баку, болтів і шпильок ідеально підходить для їх виробництва тому, що

$\sigma_{\max} \geq [\sigma]$	$\sigma_{1\max} = 150 \text{ МПа}$	$\sigma_{2\max} = 148.6 \text{ МПа}$
	$[\sigma_1] = 137 \text{ МПа}$	$[\sigma_2] = 127 \text{ МПа}$
$\sigma_{\max} \geq [\sigma]$	$\sigma_{2\max} = 158.3 \text{ МПа}$	$\sigma_{3\max} = 359.3 \text{ МПа}$
	$[\sigma_1] = 130 \text{ МПа}$	$[\sigma_2] = 186 \text{ МПа}$

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Ляв А. Математическая теория упругости / А. Ляв. — Москва-Ленинград : 1935. — 675 p.
2. Флюгге В. Статика и динамика оболочек / В. Флюгге. — Москва : 1961. — 306 p.
3. Доннелл Л. Г. Балки, пластины и оболочки / Л. Г. Доннелл. — Москва : 1982. — 568 p.
4. Муштари Х. М. Нелинейная теория упругих оболочек / Х. М. Муштари, К. З. Галимов. — 1957. — 431 p.
5. Власов В. З. Общая теория оболочек и ее приложение в технике / В. З. Власов. — Москва : 1949. — 784 p.
6. Новожилов В. В. Линейная теория тонких оболочек / В. В. Новожилов, К. Ф. Черных, Е. И. Михайловский. — Ленинград : 1991. — 656 p.
7. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек / А. Л. Гольденвейзер. — Москва : 1976. — 512 p.
8. Бидерман В. Л. Механика тонкостенных конструкций / В. Л. Бидерман. — Москва : 1977. — 488 p.
9. Вольмир А. С. Гибкие пластинки и оболочки / А. С. Вольмир. — Москва : 1956. — 419 p.
10. Гуляев В. И. Неклассическая теория оболочек и ее приложение к решению инженерных задач / В. И. Гуляев, В. А. Баженов, Л. П.П. — Львов : 1978. — 192 p.
11. Amabili M. Nonlinear vibrations and stability of shells and plates / M. Amabili. — New York : 2008. — 374 p.
12. Orynyak I. Analysis of dynamic stress in the reactor core barrel due to the pressure pulsations / I. Orynyak, I. Dubyk, A. Batura. — 2015.
13. Dubyk I. Analysis of water hammer due to sudden rupture of reactor coolant system / I. Dubyk, I. Orynyak. — Vancouver : 2016.
14. Башлий И. Д. Колебания сложных оболочечных конструкций с жидкостью в задаче о продольной устойчивости ракеты-носителя / И. Д. Башлий. — Институт технической механики, 2015. — 197 p.
15. Kadi A. S. A study and comparision of the equations of thin shell theories / A. S. Kadi. — The Ohio State University, 1971. — 204 p.
16. Leissa A. W. Vibration of shells / A. W. Leissa // Journal of Chemical Information and Modeling. — 1973. — Vol. 288, No. 9. — P. 1689–1699.
17. Тимошенко С. П. Пластинки и оболочки / С. П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. — Москва : 1966. — 636 p.
18. Lee H. Free vibration analysis of a circular cylindrical shell using the rayleigh-ritz method and comparison of different shell theories / H. Lee, M. K. Kwak // Journal of Sound and Vibration. — 2015. — Vol. 353. — P. 344–377.

19. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек / В. В. Новожилов. — Ленинград : 1963. — 431 p.
20. Orynyak I. V. Analytical and numerical solution for a elastic pipe bend at in-plane bending with consideration for the end effect / I. V. Orynyak, S. A. Radchenko // International Journal of Solids and Structures. — 2007. — Vol. 44, No. 5. — P. 1488–1510.
21. Орыняк И. В. Расчеты на прочность трубопроводов с дефектами / И. В. Орыняк. — Киев : 2011. — 472 p.
22. Аксельрад Э. Л. Гибкие оболочки / Э. Л. Аксельрад. — Москва : Наука, 1976.
23. Kan S. N. Stroitelinaea mehanika obolochek / S. N. Kan. — Moscow : 1966. — 508 p.
24. Биргер И. А. Прочность. устойчивость. колебания. справочник в трех томах. том 3. / И. А. Биргер, Я. Г. Пановко. — Москва : 1980. — 568 p.
25. Xing Y. Exact solutions for free vibration of circular cylindrical shells with classical boundary conditions / Y. Xing, B. Liu, T. Xu // International Journal of Mechanical Sciences. — 2013. — Vol. 75. — P. 178–188.
26. Pellicano F. Vibrations of circular cylindrical shells: theory and experiments / F. Pellicano // Journal of Sound and Vibration. — 2007. — Vol. 303, No. 1–2. — P. 154–170.
27. Qu Y. Free and forced vibration analysis of uniform and stepped circular cylindrical shells using a domain decomposition method / Y. Qu, Y. Chen, X. Long[et al.] // Applied Acoustics. — 2013. — Vol. 74, No. 3. — P. 425–439.
28. Yu Y. Y. Free vibrations of thin cylindrical shells having finite lengths with freely supported and clamped edges / Y. Y. Yu // Journal of Applied Mechanics. — 1955. — Vol. 22. — P. 547–552.
29. Soedel W. A new frequency formula for closed circular cylindrical shells for a large variety of boundary conditions / W. Soedel // Journal of Sound and Vibration. — 1980. — Vol. 70, No. 3. — P. 309–317.
30. Messina A. Ritz-type dynamic analysis of cross-ply laminated circular cylinders subjected to different boundary conditions / A. Messina, K. P. Soldatos // Journal of Sound and Vibration. — 1999. — Vol. 227, No. 4. — P. 749–768.
31. Häggglund A. M. Dynamic cylindrical shell equations by power series expansions / A. M. Häggglund, P. D. Folkow // International Journal of Solids and Structures. — 2008. — Vol. 45, No. 16. — P. 4509–4522.
32. Tornabene F. Free vibration analysis of functionally graded conical, cylindrical shell and annular plate structures with a four-parameter power-law distribution / F. Tornabene // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. — 2009. — Vol. 198, No. 37–40. — P. 2911–2935.

33. Xuebin L. Study on free vibration analysis of circular cylindrical shells using wave propagation / L. Xuebin // *Journal of Sound and Vibration*. — 2008. — Vol. 311, No. 3–5. — P. 667–682.
34. Chappelle† D. Fundamental considerations for the finite element analysis of shell structures / D. Chappelle†, K. J. Bathe // *Computers & Structures*. — 1998. — Vol. 66, No. 1. — P. 19–36.
35. Bucalem M. L. Finite element analysis of shell structures / M. L. Bucalem, K. J. Bathe // *Archives of Computational Methods in Engineering*. — 1997. — Vol. 4, No. 1. — P. 3–61.
36. Qatu M. S. Recent research advances in the dynamic behavior of shells: 1989–2000, part 2: homogeneous shells / M. S. Qatu // *Applied Mechanics Reviews*. — 2002. — Vol. 55, No. 5. — P. 415.
37. Kohnke P. Ansys theory reference - release 5.6 / P. Kohnke. — 1999.
38. Goncalves P. B. Numerical method for vibration analysis of cylindrical shells / P. B. Goncalves, N. Ramos // *Journal of Engineering Mechanics-Asce*. — 1997. — Vol. 123, No. 6. — P. 544–550.
39. Dynamics with three-dimensional degenerate / 1994.
40. Wang H. A vibrational mode analysis of free finite-length thick cylinders using the finite / H. Wang // 1998. — Vol. 120, No. April 1998. — P. 371–377.
41. Axisymmetric A. O. F. Analysis of axisymmetric free vibration of isotropic shallow spherical shells with a circular / A. O. F. Axisymmetric, F. Vibration // 1992. — Vol. 157. — P. 331–343.
42. McCollum M. D. Modal analysis of a structure in a compressible fluid using a finite element/boundary element approach / M. D. McCollum, C. M. Siders // *The Journal of the Acoustical Society of America*. — 1996. — Vol. 99, No. 4. — P. 1949.
43. Takayanagi M. Parametric resonance of liquid storage axisymmetric shell under horizontal excitation / M. Takayanagi // 2016. — Vol. 113, No. November 1991. — P. 511–516.
44. Finite S. Spline finite element for axisymmetric vibrations of shells of revolution & i / S. Finite, E. For, V. Of, S. Of // 1989. — Vol. 132. — P. 61–72.
45. Engineering S. Free vibration analysis of arbitrary thin shell structures by using spline finite element / S. Engineering, N. Avenue // 1995. — Vol. 179. — P. 763–776.
46. Krawczuk M. Rectangular shell finite element with an open crack / M. Krawczuk // *Finite Elements in Analysis and Design*. — 1994. — Vol. 15, No. 3. — P. 233–253.
47. Allman D. J. Implementation of a flat facet shell finite element for applications in structural dynamics / D. J. Allman // *Computers and Structures*. — 1996. — Vol. 59, No. 4. — P. 657–663.

48. STEPANISHEN P. R. Acoustic harmonic radiation and scattering from shells of revolution using finite-element and internal source density methods / P. R. STEPANISHEN, H. W. CHEN // *Journal of the Acoustical Society of America*. — 1992. — Vol. 92, No. 6. — P. 3343–3357.
49. Aksu T. ( au / T. Aksu // 1997. — Vol. 65, No. 5.
50. Chung J. Vibration analysis of a nearly axisymmetric shell structure using a new finite ring element / J. Chung, J. M. Lee // *Journal of Sound and Vibration*. — 1999. — Vol. 219, No. 1. — P. 35–50.
51. Sansour C. Nonlinear dynamics of shells: theory, finite element formulation, and integration schemes\*. / C. Sansour, P. Wriggers, J. Sansour // *Nonlinear dyn.* — 1997. — Vol. 13, No. 3. — P. 279–305.
52. Gennaretti M. A third-order boundary element method for exterior acoustics with applications to scattering by rigid and elastic shells / M. Gennaretti, A. Giordani, L. Morino // *Journal of Sound and Vibration*. — 1999. — Vol. 222, No. 5. — P. 699–722.
53. Н . м . фиалко , и . г . шараевский , л . б . зимин , с . в . бабак \* , г . и . шараевский / 2015. — P. 5–14.
54. Носовский А. В. Актуальные проблемы теплофизики проектных и тяжелых аварий ядерных энергоблоков / А. В. Носовский, Л. Б. Зимин, Г. И. Шараевский // 2016. — Vol. 2, No. 70.
55. Ключников А. А. Теплофизика безопасности атомных реакторов / А. А. Ключников, И. . Г. . Шараевский, Н. . М. . Фиалко[et al.]. — Чернобыль : 2010. — 484 p.
56. Ключников А. А. Теплофизика повреждений реакторных установок / А. А. Ключников, И. . Г. . Шараевский, Н. . М. . Фиалко[et al.]. — Чернобыль : 2013. — 528 p.
57. Koval L. R. On the free vibrations of thin cylindrical shells subjected to an initial static torque. / L. R. Koval, E. T. Cranch. — 1962.
58. Smith B. L. Natural frequencies of clamped cylindrical shells / B. L. Smith, E. Haftf // Vol. 6, No. 4. — P. 720–721.
59. Cammalleri M. A closed-form solution for natural frequencies of thin-walled cylinders with clamped edges / M. Cammalleri, A. Costanza // *International Journal of Mechanical Sciences*. — 2016. — Vol. 110. — P. 116–126.
60. John L. Sewall E. C. N. An experimental and analytical vibration study of thin cylindrical shells with and without longitudinal stiffeners / E. C. N. John L. Sewall // *NASA technical note*. — Vol. NASA \_\_ TN. — P. 56.
61. Wang C. Prediction of natural frequencies of finite length circular cylindrical shells / C. Wang, J. C. S. Lai // *Applied acoustics*. — 2000. — Vol. 59, No. 4. — P. 385–400.

62. Dai L. An exact series solution for the vibration analysis of cylindrical shells with arbitrary boundary conditions / L. Dai, T. Yang, J. Du[et al.] // *Applied Acoustics*. — 2013. — Vol. 74, No. 3. — P. 440–449.
63. Тимошенко, С.П., Янг Д.Х У. У. Колебания в инженерном деле / У. У. Тимошенко, С.П., Янг Д.Х // 1985. — P. 472.
64. L.Meirovitch Computational methods in structural dynamics / L.Meirovitch // Sijthoff & Noordhoff Alphen aan den Rijn. — 1980. — P. 443.
65. L.Meirovitch Principles and techniques of vibrations / L.Meirovitch. — 1997. — 694 p.
66. Bestion D. Applicability of two-phase cfd to nuclear reactor thermalhydraulics and elaboration of best practice guidelines / D. Bestion // *Nuclear Engineering and Design*. — 2012. — Vol. 253. — P. 311–321.
67. Rahgoshay M. Pressure distribution in the containment of vver-1000 during the first seconds of large break loca / M. Rahgoshay, M. Hashemi-Tilehnoee // *Progress in Nuclear Energy*. — 2016. — Vol. 88. — P. 211–217.
68. Böttcher M. Primary loop study of a vver-1000 reactor with special focus on coolant mixing / M. Böttcher, R. Krüßmann // *Nuclear Engineering and Design*. — 2010. — Vol. 240, No. 9. — P. 2244–2253.
69. Centre B. A. R. Fluid structure interaction studies on acoustic load response of light water nuclear reactor core internals under blowdown condition / B. A. R. Centre // 1998.
70. Jose S. Correlation of pressure undershoot / S. Jose, D. H. Depressurization // *Trans. Asme*. — 2015. — Vol. 103, No. February 1981. — P. 1979–1982.
71. Böttcher M. Detailed cfx-5 study of the coolant mixing within the reactor pressure vessel of a vver-1000 reactor during a non-symmetrical heat-up test / M. Böttcher // *Nuclear Engineering and Design*. — 2008. — Vol. 238, No. 3. — P. 445–452.
72. Zahoor A. Ductile fracture handbook / A. Zahoor. — 1989.
73. Корсун А. С., Маслов Ю. А. М. И. Г. Описание анизотропных свойств тепломассопереноса при трехмерном моделировании активной зоны ввэр / М. И. Г. Корсун А. С., Маслов Ю. А. // *Электронный ресурс*. — 2010.
74. СССР Г. Пнаэ г-7-002-86\_нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов для аэс / Г. СССР. — 1986.
75. Давиденко Н. Н., Корсун А. С. М. Ю. А. Моделирование трехмерных теплогидравлических процессов в активной зоне ввэр с помощью программного комплекса третон / М. Ю. А. Давиденко Н. Н., Корсун А. С. // *Обнинский институт атомной энергетики - филиал федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования “Национальный исследовательский ядерный университет ”МИФИ”*. — 2009. — P. 139–151.
76. Ffs- A. Api 579-1/asme ffs-1, june, 2016 / A. Ffs- // 2016.

77. Zarifi Ehsan, Jahanfarnia Gholamreza V. F. Thermal–hydraulic modeling of nanofluids as the coolant in vver-1000 reactor core by the porous media approach / V. F. Zarifi Ehsan, Jahanfarnia Gholamreza // *Annals of Nuclear Energy*. — 2013. — P. 203–212.
78. Zanaboni P. Lbb applicability review and basic implementation engineering for primary coolant loop & surge line of vver-1000 / 320 npp : tacis project r2 . 09 / 96 . main activities and results / P. Zanaboni, L. Sokov, N. Garate // 2003. — P. 1–8.
79. Rahimi M. H. J. G. Thermal-hydraulic core analysis of the vver-1000 reactor using a porous media approach / J. G. Rahimi M. H. // *Journal of Fluids and Structures*. — 2014.
80. «Энергоатом» Г. Н. МТ-Т.0.03.208.10 методика расчетов трубопроводов аэс в рамках концепции «течь перед разрушением». / Г. Н. «Энергоатом» // Введен в действие распоряжением №1087-р. — 2010.